

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Obor: Inovační inženýrství

Zaměření: Inovace výrobků, kombinované studium

Inovace zařízení pro montáž těsnění na držáky kondenzátoru klimatizace

Innovation of machinery for assembling of packing to A/C condenser brackets

Bc. Jakub Jelínek

Vedoucí práce: Prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Konzultant: Ing. Karel Slobodník

Počet stran: 64

Počet obrázků: 27

Počet tabulek: 7

Počet rovnic: 86

Počet příloh: 9

V Liberci dne 21. května 2013

Téma: **Inovace zařízení pro montáž těsnění na držáky kondenzátoru klimatizace**

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá inovací jednoúčelového zařízení, transformací z prosté mechanizace na částečnou automatizaci. Tato inovace s sebou přináší odlehčení výrobních kapacit a zjednodušení práce operátora.

V teoretické části práce jsou, po seznámení se stávajícím zařízením, sumarizovány požadavky na nové zařízení. Následují čtyři navržené koncepty konstrukčního řešení inovace, z nichž je, metodou vícekritériálního porovnávání variant, vybrán jeden k realizaci.

Praktická část práce pojednává o zvoleném konstrukčním návrhu včetně jeho samotné digitální realizace. Jsou navrženy a zkontrolovány pneumatické pohony a další funkční díly, jako jsou lineární vedení a cyklicky namáhané tlačné pružiny. Následně jsou navrženy bezpečnostní prvky a spočítána návratnost investice do této inovace.

Klíčová slova:

Inovace, jednoúčelové zařízení, automatizace, pneumatický obvod, bezpečnost

Theme: **Innovation of machinery for assembling of packing to A/C condenser brackets**

Resume:

This thesis deals with innovation of dedicated device, by transforming from a simple mechanization to partial automation. This innovation brings relief capacities and simplifies the operator's work.

In the theoretic part of this thesis, there are summarized requirements for new device after familiarization with the current device. Follow four proposed concepts of construction solutions of innovation from which is one chosen for implementation by a multi-criteria comparing method.

The practic part deals with the chosen construction proposal, including its own digital implementation. The pneumatic actuators are designed and verified, as well as the other functional components such as linear guides and cyclically exposed compression springs. Finally safety features are designed and the return on investment in innovation is calculated.

Key words:

Innovation, special purpose device, automation, pneumatic circuit, safety

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. O právu autorském, zejména §60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc., za cenné rady, připomínky a metodické vedení této práce. Konzultantovi Ing. Karlu Slobodníkovi, za důležité informace o předchozím vývoji zařízení. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za trpělivost a své snoubence Ing. Janě Pulpánové za velkou podporu při psaní této diplomové práce.

Obsah

Obsah	6
Seznam použitých zkratk a symbolů	8
1 Úvod	12
2 Cíl diplomové práce	13
3 Seznámení se zařízením	14
3.1 Automobilový klimatizační systém	15
3.2 Stávající zařízení	16
4 Požadavky na inovaci	18
4.1 Plánování inovačního procesu	19
5 Inovační návrhy řešení	20
5.1 Koncept č. 1	21
5.2 Koncept č. 2	23
5.3 Koncept č. 3	24
5.4 Koncept č. 4	25
6 Výběr realizovaného konceptu	26
6.1 Definice kritérií	26
6.2 Stanovení vah kritérií	29
6.3 Stanovení pořadí variant	30
7 Konstrukční návrh	32
7.1 Návrh pneumatických pohonů	32
7.1.1 Návrh bezpístnicového pneumatického válce	33
7.1.2 Návrh dvojčinných pneumatických válců	36
7.1.3 Návrh jednočinných pneumatických válců	38
7.2 Spotřeba vzduchu	38
7.2.1 Spotřeba vzduchu bezpístnicovým válcem	39
7.2.2 Spotřeba vzduchu dvojčinným pneumatickým válcem	39
7.2.3 Spotřeba vzduchu jednočinným pneumatickým válcem	40
7.2.4 Celková spotřeba vzduchu	40
7.3 Ověření životnosti funkčních dílů	40
7.3.1 Životnost lineárního vedení	41
7.3.2 Životnost tlačných pružin	42
7.3.3 Pevnostní analýza	45
7.4 Návrh bezpečnostních komponent	46

7.4.1 Posouzení rizik	47
7.4.2 Definování opatření potřebných ke snížení rizik	50
7.4.3 Stanovení požadované výkonové úrovně	50
7.4.4 Stanovení dosažené výkonové úrovně bezpečnostního systému	51
7.4.5 Umístění bezpečnostních senzorů	53
8 Ekonomické zhodnocení	55
8.1 Hodnota investice	55
8.2 Měsíční náklady před inovací.....	55
8.3 Měsíční náklady po inovaci	56
8.4 Prostá doba návratnosti.....	56
8.5 Index ziskovosti.....	56
9 Závěr	57
Použitá literatura	59
Seznam obrázků.....	62
Seznam tabulek.....	63
Seznam příloh	64
Příloha I	65
Příloha II	66
Příloha III	67
Příloha IV.....	68
Příloha V	69
Příloha VI.....	71
Příloha VII.....	72
Příloha VIII.....	73
Příloha IX.....	77

Seznam použitých zkratk a symbolů

A	Šířka přístupového otvoru pro obě paže [mm]
$a_1(95)$	Antropometrický údaj (šířka loket - loket) [mm]
AOPD	Active Opto-electronic Protective Device (Aktivní optoelektronické ochranné zařízení)
α	Koeficient zatížení vedení [-]
B	Výška nebezpečného prostoru [mm]
B_{10d}	Počet cyklů do selhání 10% součástí s následným vznikem nebezpečí [-]
c	Tuhost pružiny [$N \cdot mm^{-1}$]
C	Jmenovité dynamické zatížení [N]
C_0	Jmenovité statické zatížení [N]
CF	Cash Flow (Peněžní tok) [Kč]
CRFM	Condenser, Radiator and Fan Module (Modul chladičů s ventilátorem)
d	Průměr pístnice [mm]
D	Průměr pístu [mm]
D_e	Vnější průměr pružiny [mm]
D_m	Střední průměr pružiny [mm]
d_H	Vnitřní průměr hadice [mm]
d_s	Minimální rozlišení bezpečnostního senzoru [mm]
d_w	Průměr drátu pružiny [mm]
DC_{avg}	Average Diagnostic Coverage (Průměrné diagnostické pokrytí) [%]
δ	Koeficient tlumení [-]
ECM	Engine Cooling Module (Modul chladičů motoru)
f	Odpor těsnění lineárního vedení [N]
F	Předpokládaná síla vyvinutá pneumatickým válcem [N]
F_1	Pracovní zatížení pružiny v předepjatém stavu [N]
F_8	Pracovní zatížení pružiny v plně zatíženém stavu [N]
F_9	Teoretické mezní zatížení pružiny [N]
F_a	Axiální síla [N]
F_E	Dynamické zatížení / Zatížení ekvivalentního nárazu [N]
f_k	Vlastní frekvence pružiny [Hz]
F_k	Odpor kladek [N]
f_s	Statický bezpečnostní faktor lineárního vedení [-]
F_s	Síla stlačené pružiny na konci zdvihu [N]
F_{vys}	Teoretická síla při vysunutí válce [N]

F_{zas}	Teoretická síla při zasunutí válce [N]
FRL	Filter-Regulator-Lubricator (Jednotka úpravy vzduchu)
g	Tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
G	Modul pružnosti ve smyku [MPa]
H	Pracovní zdvih pístu nebo pružiny [mm]
$h_4(95)$	Antropometrický údaj (výška v lokti) [mm]
h_f	Pracovní fond [h]
HVAC	Heating-Ventilating-Air Conditioning (Klimatizační jednotka úpravy vzduchu)
i	Poměr vinutí pružiny [-]
I	Počáteční kapitálový výdaj (investice) [Kč]
K_f	Korekční součinitel napětí v krutu dle Wahla [-]
k_z	Výška středu kladky od základny [mm]
L	Délka hadice [mm]
L_0	Volná délka pružiny [mm]
L_1	Délka předepjaté pružiny [mm]
L_8	Délka plně zatížené pružiny [mm]
L_9	Teoretická mezní délka pružiny [mm]
L_{90}	Jmenovitá životnost 90% lineárních vedení [m]
m_1	Hmotnost zátěže / Statické zatížení [kg]
M_1, M_2	Statický moment [$N \cdot m$]
M_{1E}, M_{3E}	Dynamický moment [$N \cdot m$]
M_A	Přípustný statický moment lineárního vedení ve směru klopení [$N \cdot m$]
M_B	Přípustný statický moment lineárního vedení ve směru stáčení [$N \cdot m$]
M_C	Přípustný statický moment lineárního vedení ve směru klonění [$N \cdot m$]
$MTTF_d$	Mean Time To dangerous Failure (Střední doba do nebezpečné poruchy) [roky]
μ	Součinitel smykového tření [-]
n	Počet zdvihů za minutu [min^{-1}]
N	Životnost zařízení [-]
n_a	Orientační počet cyklů relé za rok [-]
n_c	Počet závěrných závitů pružiny [-]
NEE	Náklady na Elektrickou energii [Kč]
n_G	Počet obrobených závitů pružiny [-]
N_r	Životnost projektu [roky]
n_s	Počet činných závitů pružiny [-]
NTV	Náklady na Tlakový Vzduch [Kč]

η	Účinnost pneumatického válce [-]
p	Tlak stlačeného vzduchu [MPa]
P	Zatížení působící na lineární vedení [N]
PDN	Prostá Doba Návratnosti [roky]
PI	Profitability Index (Index ziskovosti) [-]
PL	Performance Level (Výkonová úroveň)
PL_r	Required Performance Level (Požadovaná výkonová úroveň)
Q	Průměrná spotřeba vzduchu [$l_n \cdot \text{min}^{-1}$]
Q_{\max}	Okamžitá maximální spotřeba vzduchu [$l_n \cdot \text{min}^{-1}$]
r	Diskontní úroková míra [%]
R_f	Únavová pevnost [-]
R_m	Mez pevnosti v tahu [MPa]
R_{ms}	Mez pevnosti ve smyku [MPa]
R_s	Dovolené napětí [-]
RULA	Rapid Upper Limb Assessment (Moderní metoda hodnocení ergonomických rizik)
ρ	Objemová hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
S	Minimální vzdálenost od nebezpečné zóny k detekční rovině [mm]
s_1	Stlačení předepjaté pružiny [mm]
s_8	Stlačení plně zatížené pružiny [mm]
S_f	Koeficient míry bezpečnosti cyklického zatížení [-]
SHM	Superhrubá Mzda [kč]
S_s	Koeficient míry bezpečnosti statického zatížení [-]
t	Odhad doby cyklu relé [min]
T	Doba potřebná k zastavení celého systému [s]
T_x, T_y, T_z	Souřadnice těžiště [mm]
τ_1	Napětí pružiny v předepjatém stavu [MPa]
τ_{1C}	Korigované napětí pružiny v předepjatém stavu [MPa]
τ_8	Napětí pružiny v plně zatíženém stavu [MPa]
τ_{8C}	Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu [MPa]
τ_9	Teoretické mezní napětí pružiny [MPa]
τ_C	Mezní únavová pevnost v krutu při neomezené životnosti [MPa]
τ_D	Mezní dovolené napětí v krutu [MPa]
τ_f	Únavová pevnost v krutu při omezené životnosti [MPa]
τ_{\max}	Únavová pevnost pro daný průběh zatížení [MPa]

v_a Střední provozní rychlost [$\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$]
 v_k Kritická rychlost pružiny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

1 Úvod

Už dávno neplatí, že inovace vznikají pod rukama vědců v bílých pláštích, stejně jako neplatí, že inovace jsou převratná technická řešení nových výrobků či nové technologie. Inovace představují zdroj dlouhodobého zisku, podnikatelského úspěchu, konkurenční výhody a jsou prací na budoucnosti firmy, součástí jejího strategického řízení [1].

Firma Denso manufacturing Czech s.r.o., se sídlem v Liberci, je předním evropským výrobcem klimatizačních jednotek a jejich součástí. Jako dceřiná firma nadnárodní japonské společnosti DENSO CORPORATION je dosud jednou z největších zahraničních investic v České republice [2]. I to může být jeden z důvodů, proč se firma snaží, více než konkurenční firmy, snižovat své výrobní náklady a odstraňovat plýtvání ve všech jeho podobách, podle japonského vzoru Toyota.

Jako kmenový zaměstnanec firmy Denso manufacturing Czech, se i autor této práce snaží přispět ke snižování nákladů. Myšlenka na inovaci jednoúčelového zařízení, kterou řeší tato práce vznikla na základě konzultace se zodpovědným technologem, který u autora hledal adekvátní náhradu za jeden z poškozených dílů. Následná prohlídka zařízení vedla autora k myšlence prozkoumat opakovaný problém prasklé tažné pružiny více do hloubky a pokusit se odhalit jeho příčinu. Příčinou byly velké, nerovnoměrně rozložené ovládací síly, vzniklé odporem dlouhé tažné pružiny, která byla nesprávně dimenzována a často praskala. S ohledem na ekonomickou krizi z roku 2008, ze které se Česká republika stále vzpamatovává, bylo na místě se zamyslet i nad ekonomickou efektivitou manuálně ovládaného zařízení. Přesto, že je toto zařízení jedno z několika set ve firmě a jeho vliv na výrobní proces je velmi nepatrný, je v současné době obsluhováno dvěma operátory po tři směny.

S ohledem na výše uvedené, se autor této práce rozhodl pro návrh komplexní inovace konstrukce jednoúčelového zařízení určeného pro montáž pryžového těsnění na plastové držáky kondenzátoru klimatizace pro osobní automobily značky Mercedes Benz.

Teoretická část práce zahrnující stati 3 až 6, pojednává o požadavcích na inovaci a výběru konceptu dle stanovených kritérií.

Praktická část ve stati 7 řeší konstrukční návrh zvoleného konceptu, který je následně ve stati 8 zhodnocen z ekonomického hlediska.

2 Cíl diplomové práce

Cílem této diplomové práce je inovace jednoúčelového zařízení transformací z prosté mechanizace na částečnou automatizaci. Tato inovace by měla přinést úspory v nákladech na obsluhu zařízení a zároveň obsluhujícímu operátorovi usnadnit vykonávanou práci. V určených podmínkách používání by měly být na nejmenší míru sníženy nepřiměřené fyzické, smyslové a psychické zátěže a pracovní nepohody obsluhy.

Dílčí cíle diplomové práce:

Popis stávajícího stavu zařízení se zdůrazněním hlavních nedostatků jeho původního konstrukčního řešení. Mezi tyto nedostatky patří především velké ohybové momenty vycházející z nevhodné konstrukce. Vzhledem k těmto momentům je životnost zařízení krátká, a proto nevyhovující.

Návrh a souhrn takových požadavků na inovované zařízení, aby bylo schopno pracovat poloautomaticky v taktu 21 s/ks, za přítomnosti pouze jednoho operátora. Tento operátor by pouze zakládal díly do zařízení a uváděl jej do chodu. Snížení ergonomické zátěže na polovinu.

Tvorba alespoň tří inovačních návrhů řešení. Zhodnocení jednotlivých konstrukčních návrhů, jejich výhody a nevýhody.

Určení optimální varianty dle minimálně 10ti zvolených kritérií, užitím jedné z metod vícekritériálního hodnocení variant. Postup musí obsahovat stanovení váhových faktorů jednotlivých hodnotících kritérií. Sestavení rozhodovací matice s výběrem jedné varianty konceptu pro realizaci.

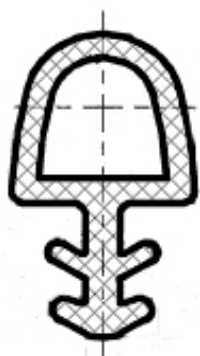
Tvorba konstrukčního návrhu vybraného konceptu s ověřením životnosti 3 miliony cyklů, což odpovídá více než dvounásobku současné životnosti. Ekonomické zhodnocení výroby a provozu inovovaného zařízení. Návratnost investice musí být kratší jednoho roku, s měsíčními úsporami minimálně 50 tisíc Kč. Konstrukce 3D modelu ve studentské verzi programu Autodesk Inventor Professional 2011.

3 Seznámení se zařízením

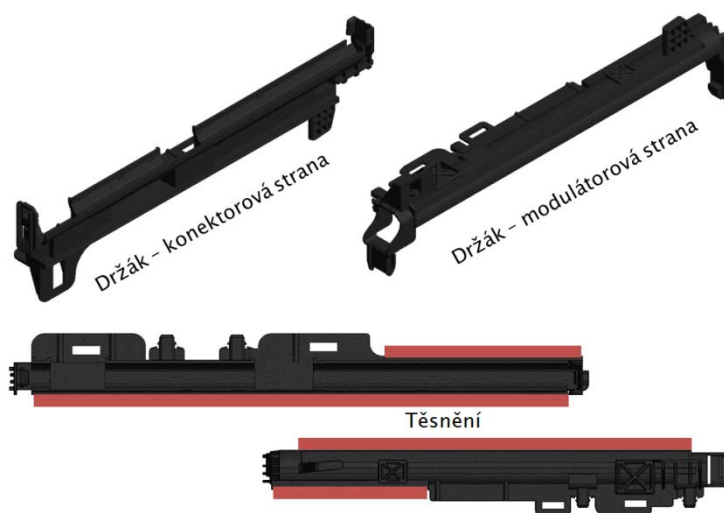
Inovace se týká jednoúčelového zařízení pro zalisování těsnění do plastových držáků kondenzátoru klimatizační jednotky osobního automobilu (verze BR204 pro vozy C-Class Coupé, značky Mercedes Benz). Toto atypické, manuálně ovládané zařízení se používá ve firmě Denso Manufacturing Czech s.r.o. a je obsluhováno dvěma operátory. Z důvodu možnosti odlehčení práce a zkrácení časového cyklu jde o zařízení předurčené k inovaci.

Zařízení slouží k zalisování pryžových těsnění do dvou typů plastových držáků současně. Asymetrické držáky se dle umístění dělí na levé a pravé, jinak označované podle pojmenování stran samotného kondenzátoru. Strana kondenzátoru s připevněným zásobníkem média a vysoušečem je označována jako „modulátorová strana“. Druhá strana se podle připojovacích vývodů nazývá „konektorová strana“.

Do každého z držáků se lisují dva kusy pryžových těsnění (viz obr. 1), dvou rozdílných délek (stejných pro oba typy držáků, viz obr. 2) $149,3 \pm 1,5$ mm a 378 ± 3 mm. Toto těsnění má za úkol pohlcovat vibrace mezi ventilátorem, kondenzátorem a radiátorem, tzv. chladícím modulem *CRFM* (*Condenser, Radiator and Fan Module*), někdy také označovaným jako *ECM* (*Engine Cooling Module*). Navíc vymezuje prostor pro proudění vzduchu, který tak zbytečně neuniká mezerou mezi kondenzátorem a radiátorem.



Obr. 1: Průřez pryžovým těsněním

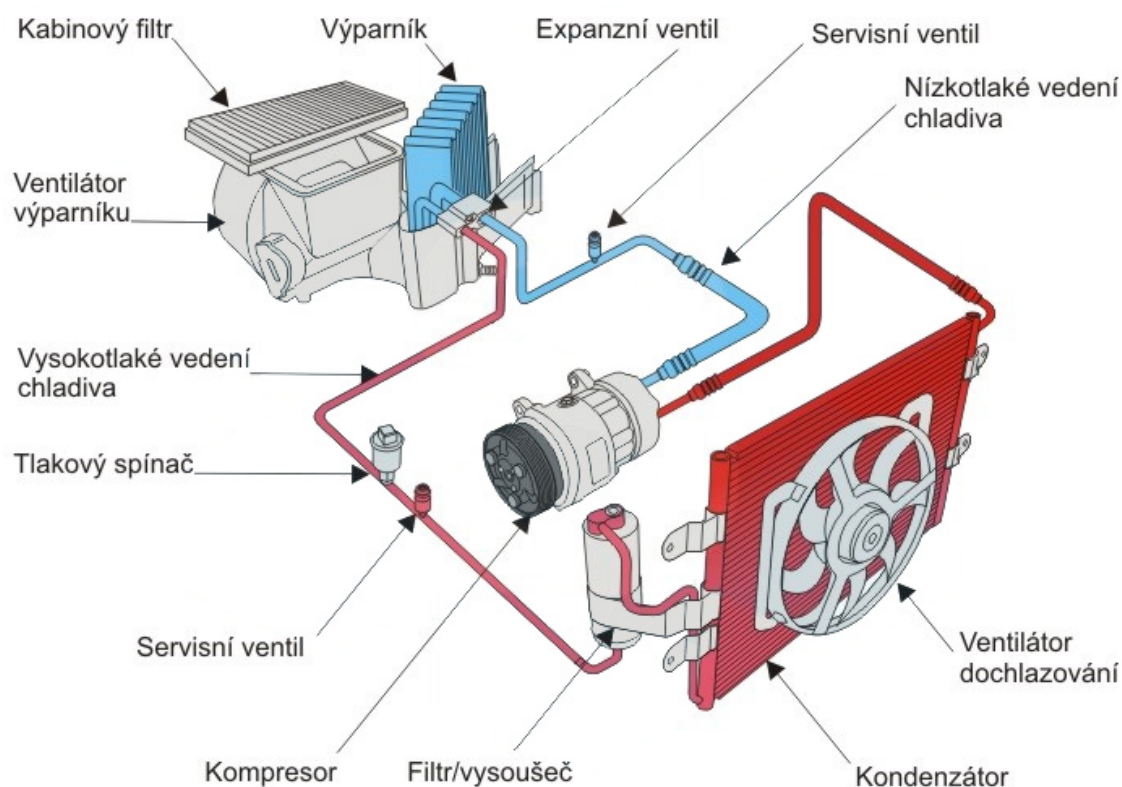


Obr. 2: Plastové držáky kondenzátoru se zobrazením ploch k lisování těsnění

3.1 Automobilový klimatizační systém

Systém automobilové klimatizace se skládá ze dvou oddělených uzavřených tepelných okruhů, chladicího okruhu a topného okruhu. Nesmí se ovšem zapomenout ani na vzduchový okruh, bez kterého by předešlé dva okruhy pozbyly funkci. Celý klimatizační systém shrnuje anglická zkratka *HVAC (Heating-Ventilating-Air Conditioning)*, kde „heating” zastupuje topný okruh, „ventilating” vzduchový okruh a „air conditioning” chladicí okruh včetně jeho funkce odstraňování vlhkosti ze vzduchu. Automobilovou klimatizaci lze tedy definovat jako systém udržování teploty, vlhkosti a proudění vzduchu v interiéru vozidla na optimálním stavu.

Za klimatizační okruh se často považuje hlavně okruh chladicí, neboť topný okruh je nezbytnou součástí motoru každého automobilu, stejně jako ventilace je součástí každého interiéru vozidla. Chladicí okruh v klimatizaci funguje naprosto stejně jako chladicí okruh jakékoliv kompresorové chladničky nebo jiného kompresorového tepelného čerpadla, tedy na principu obráceného Carnotova cyklu, kdy je práce přeměňována na teplo. Zapojení a jednotlivé funkční části chladicího okruhu jsou znázorněny na obr. 3 níže.



Obr. 3: Schéma chladicího okruhu [3]

Čtyřmi nejdůležitějšími prvky tohoto okruhu jsou kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník (zvaný také evaporátor), právě tyto prvky představují čtyři části obráceného Carnotova cyklu (viz přílohu I).

Spouštěcím článkem chladicího okruhu je kompresor. Právě v kompresoru se mění práce vložená do okruhu na teplo tak, že kompresor nasává nízkotlaké plyny z výparníku a stlačuje je na plyny o vysokém tlaku. Tyto vysokotlaké plyny dále směřují potrubím přímo do kondenzátoru.

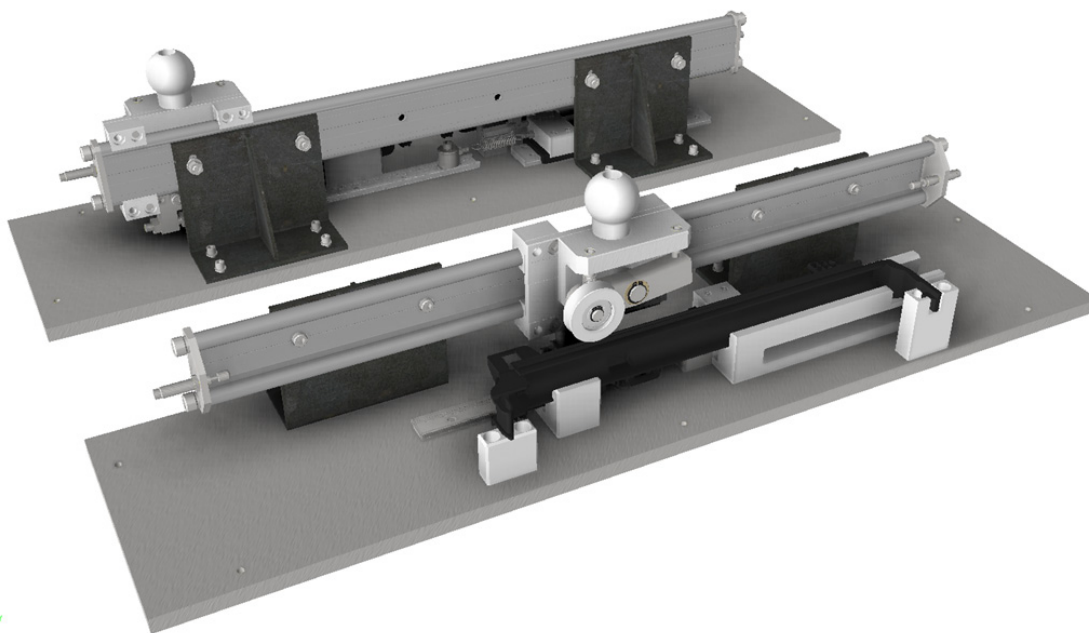
Kondenzátor je vysokotlakým výměníkem tepla, ve kterém je přivedený plyn o vysoké teplotě ochlazen. Teplo je odvedeno do okolního prostředí a páry chladiva postupně průchodem kondenzátoru mění skupenství na kapalné (kondenzují). Pro dosažení dostatečného průchodu vzduchu chladičem (kondenzátorem a radiátorem) je tento modul osazen dochlazovacím ventilátorem. Po změně fáze na kapalnou, putuje chladivo do zásobníku, který je zároveň filtrem a vysoušečem tohoto chladiva. Toto zařízení, zvané modulátor je často připevněno na bok kondenzátoru.

Vysokotlaká část chladicího okruhu končí expanzním ventilem, který škrtí chladivo na vstupu do výparníku. Tlak v potrubí tak rázem klesá a chladivo je rozprášeno do výparníku.

Výparník plní funkci druhého tepelného výměníku, tentokrát v nízkotlaké větvi chladicího okruhu. Přivedené chladivo ve výparníku přechází ze skupenství kapalného do skupenství plynného. Při této změně skupenství je z okolního vzduchu, procházejícího výměníkem, odebráno teplo a vlhkost.

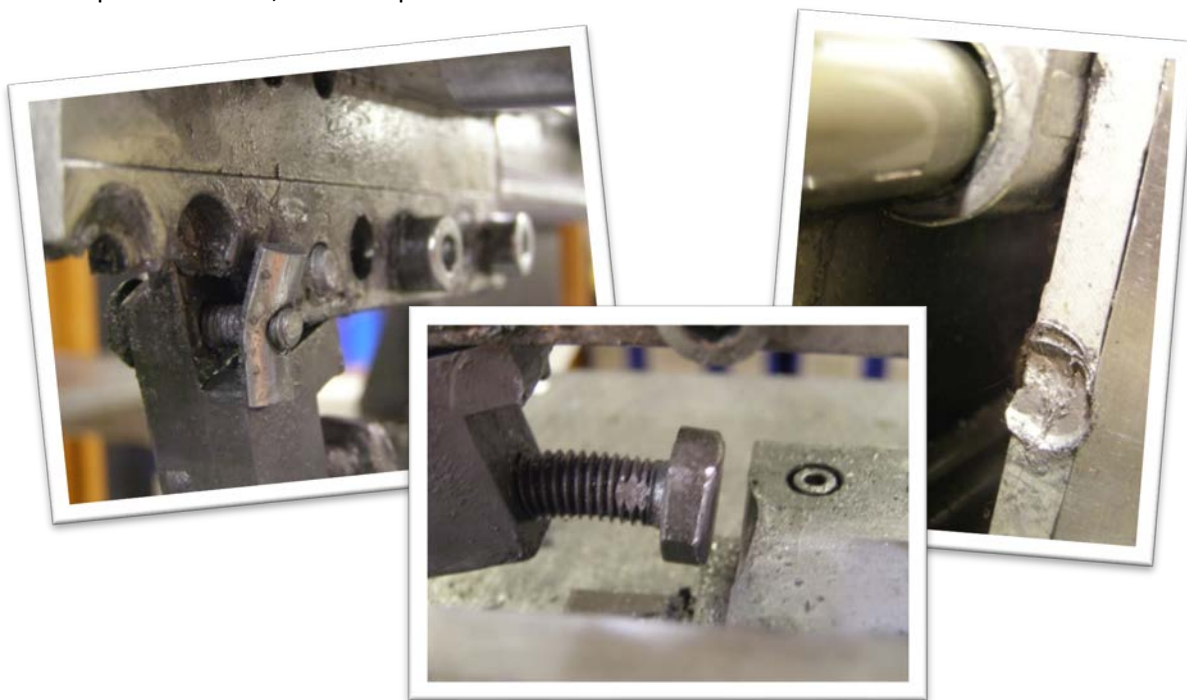
3.2 Stávající zařízení

Na obr. 4 je znázorněn stav zařízení před inovací, se založenými plastovými držáky.



Obr. 4: Původní konstrukce zařízení

Stávající zařízení je z velké části tvořeno hliníkovými díly, které trpí velkým zatížením od ohybových momentů vznikajících nevhodnou konstrukcí, především od laterálně uložených vedení. Takto velké momenty a nešetrné zacházení se zařízením vedou k mechanickému poškození nejen hliníkových dílů konstrukce, jak ukazují obr. 5, 6 a 7. Životnost zařízení nepřesáhne ani 1,5 milionu párů držáků.



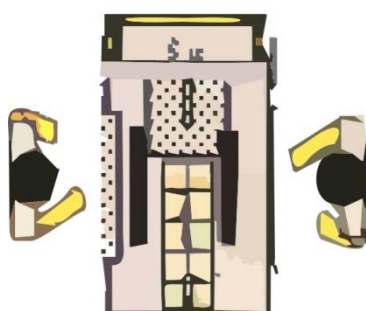
Obr. 5, 6 a 7: Poškození některých dílů původní konstrukce

K obsluze zařízení je v současné době potřeba dvou operátorů, kteří stojí proti sobě ze dvou stran zařízení. Každý z operátorů lisuje těsnění do jednoho z držáků kondenzátoru.

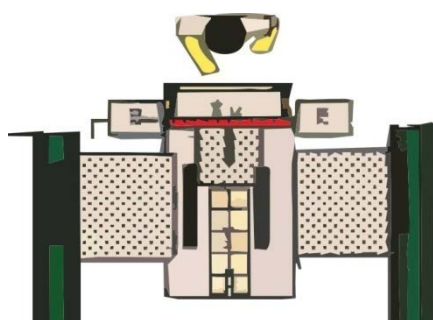
Vratný pohyb spodních lisovacích kladek zajišťují dlouhé tažné pružiny, jejichž sílu je potřeba překonat při každém dopředném pohybu lisování. Díky těmto pružinám je navíc ovládací síla rozložena nerovnoměrně a činí tak ruční manipulaci fyzicky náročnou a nevhodnou v rámci zásad ergonomie zařízení. Příloha III obsahuje pracovní list jedné z moderních metod hodnocení ergonomických rizik, známé pod anglickou zkratkou *RULA (Rapid Upper Limb Assessment)* [4]. Tento pracovní list je vyplněn skutečnými údaji manipulace se stávajícím zařízením. Výsledný rizikový faktor 6 odpovídá vysokému rizikovému faktoru a je proto třeba úprava zařízení.

4 Požadavky na inovaci

Hlavní myšlenkou inovace je přetvořit manuální zařízení se dvěma operátory na zařízení poloautomatické, ovládané pouze jedním operátorem, jak je zřejmé z obr. 8 a 9. Inovace by měla přinést časovou úsporu ve výrobním procesu a odlehčení manipulace pro operátora. Operátor během pracovního cyklu zařízení připraví pryžové těsnění do držáků a tyto vloží do prostoru zařízení k zalisování. Na konci cyklu jsou držáky se zalisovanými těsněními automaticky vyloženy na dopravník směřující k další operaci (na obr. 9 znázorněny zeleně). Tato diplomová práce pojednává pouze o procesu lisování bez vykládky na dopravník, kompletní inovace by již přesáhla její rámec.



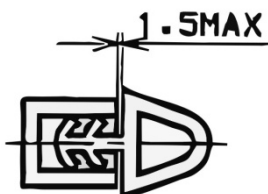
Obr. 8: Výchozí stav



Obr. 9: Budoucí stav

Mezi požadavky oddělení kontroly kvality patří zejména [5]:

- Vůle zalisování gumiček do držáku musí být max. 1,5 mm (viz obr. 10).
- Zalísování gumičky musí být rovnoměrné v celé délce plastového držáku.
- Bezporuchový provoz (test plynulého provozu minimálně 2 hodiny).
- Nesmí docházet k deformaci plastových držáků ani gumiček (rýhy v plastu, zkřivení držáků, odštěpy, ...).
- Dodržení časového pracovního cyklu 21 s (viz tab. 1).



Obr. 10: Maximální mezera

V okolních prostorech může probíhat běžná výroba, z toho důvodu je potřeba dbát především na bezpečnost práce. Bezpečnost práce se zařízením je třeba posoudit dle platných adekvátních mezinárodních norem. Interními standardy firmy jsou požadovány následující bezpečnostní prvky: bezpečnostní optická závora, stop tlačítko a bezpečnostní relé.

Na základě měření časů potřebných k manipulaci s držáky včetně jejich předmontáže s pryžovými těsněními byla sestavena následující tabulka, která je v příloze II rozpracována do mikropohybové studie [6].

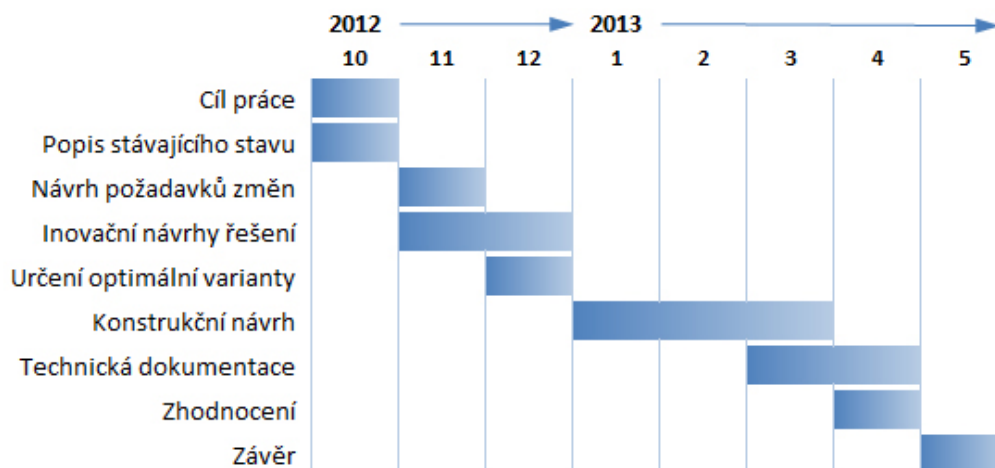
Tab. 1: Naměřené operační časy [5]

Č.	Popis operace	Čas	Kumulativně
1	Vzít první držák z krabice (levá ruka) + vzít gumičky (pravá ruka)	1,4 s	1,4 s
2	Upevnění krátké gumičky do plastového držáku	2,6 s	4,0 s
3	Upevnění dlouhé gumičky do plastového držáku	4,8 s	8,8 s
4	Vložení plastového držáku do stroje	1,5 s	10,3 s
5	Vzít druhý držák z krabice (levá ruka) + vzít gumičky (pravá ruka)	1,4 s	11,7 s
6	Upevnění krátké gumičky do plastového držáku	2,6 s	14,3 s
7	Upevnění dlouhé gumičky do plastového držáku	4,8 s	19,1 s
8	Vložení plastového držáku do stroje + stisknout start	1,9 s	21,0 s

Z výše uvedené tabulky vyplývá, že cyklus stroje (zalisování včetně vyložení na dopravník) nesmí, pro dodržení času cyklu, překročit 8,8 sekund. Tento čas odpovídá kumulativnímu času prvních tří operací, tj. času než je třeba vložení plastového držáku do stroje. Pokud se bude uvažovat časová rezerva 10%, nesmí strojní čas překročit 8 sekund.

4.1 Plánování inovačního procesu

Každý inovační proces je třeba předem pečlivě naplánovat, ať se jedná o časový harmonogram nebo plánování zdrojů a rozpočtu. Nejzávažnější bývá v inovačním procesu právě plánování času potřebného k uvedení inovace na trh. K tomuto účelu slouží kromě jiného několik grafických nástrojů časového plánování, jako je úsečkový diagram (tzv. Ganttův), diagram milníků nebo síťový graf [7]. Mimo Ganttova diagramu zohledňují zbylé dva i vazby mezi úkoly. Použitím softwaru jako je například MS Project, je možné tyto vazby zohlednit i u modifikovaného Ganttova diagramu a navíc zobrazit i nákladový aspekt projektu.



Obr. 11: Harmonogram zpracování inovačního řešení (Ganttův diagram)

5 Inovační návrhy řešení

Při návrhu konceptů byly brány v potaz kromě použité lisovací kladky i jiné způsoby strojního zalisování pryžového těsnění, jako jsou například využití lisovací vačky, rovinné plochy s pohybem kolmým na povrch pryžového těsnění, nebo využití kluzné tvarové plochy s pohybem rovnoběžným. Vzhledem k toleranci a potřebě rovnoměrného zalisování v celé délce usazení pryžového těsnění se u konceptů vyskytuje pouze využití lisovací kladky.

Inovace zařízení se tedy točí především kolem inovace pohybového mechanismu, neboli kolem pohonů, které se zdají být pro výchozí konstrukci nevhodně zvolené a hlavně kritické z důvodu krátké životnosti zařízení.

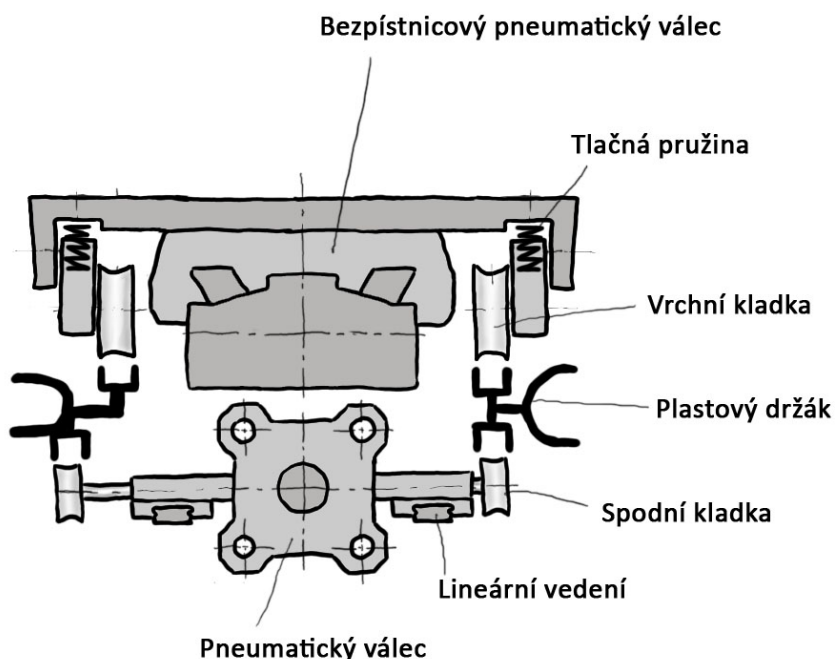
Vzhledem k možnostem výrobní haly, kde má být zařízení umístěno, se nabízejí dva typy pohonů (zanedbá-li se vzhledem k malým silám pohon hydraulický) a to pohon pneumatický a elektrický. Každý z těchto typů pohonu nabízí určité výhody i nevýhody. Je proto vhodné využít v návrhových konceptech oba dva typy a porovnat mezi sebou kromě samotných pohonů i tyto koncepty.

Pneumatické pohony umožňují rychlé pohyby a snadno se regulují. Na druhou stranu vyvinutá síla má omezenou velikost (danou průřezem pístu válce a tlakem vzduchu) a dosažení pomalých, plynulých pohybů je velice problematické. Bez použití speciálních více krokových pneumatických válců je skoro nemožné zastavení v mezipolohách s alespoň minimální přesností.

Elektrické pohony disponují vysokou účinností, ale jsou vhodné zejména pro rotační pohony a mají složitější řízení. Navíc je nutné chránit tyto pohony proti přetížení. Počáteční investice do elektrických pohonů je vyšší než u pohonů pneumatických, ale spotřeba elektrické energie v kombinaci s cenou za kWh je činí levnější než spotřeba stlačeného vzduchu v kombinaci s cenou za m³. Zmíněné počáteční investice platí pro výrobní halu, která již má zaveden rozvod vzduchu a firma nemusí tedy investovat do těchto rozvodů, pouze do inovace zařízení.

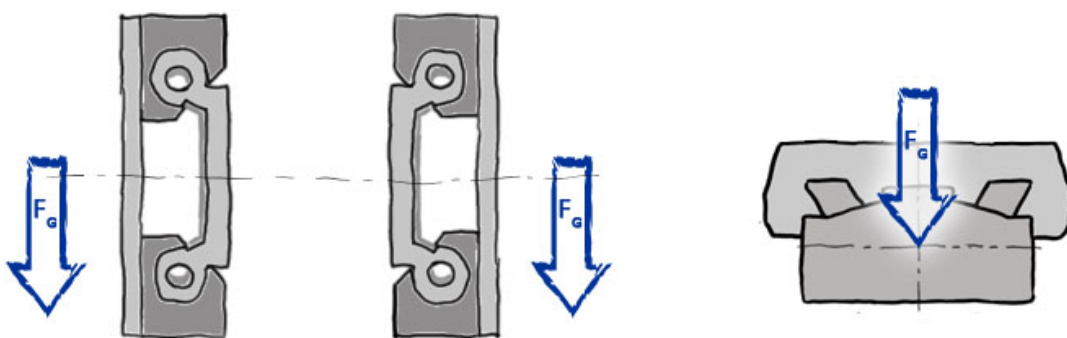
Dále jsou blíže popsány čtyři koncepty, z nichž tři jsou postaveny na firmou preferovaném pneumatickém pohonu a jeden na elektrickém rotačním pohonu s mechanickým převodem na pohon lineární.

5.1 Koncept č. 1



Obr. 12: Skica konceptu č. 1 - pohled ve směru lineárních pohonů
(Obrázek neodpovídá zásadám technického kreslení)

Koncept číslo 1 vychází z původního návrhu zařízení. Pro odstranění nežádoucích ohybových momentů od tíhy jsou nahrazena původní dvě laterální vedení jedním vedením horizontálním, společným pro oba typy plastových držáků (viz obr. 13).



Obr. 13: Nahrazení dvou laterálních vedení jedním horizontálním
(Obrázek neodpovídá zásadám technického kreslení)

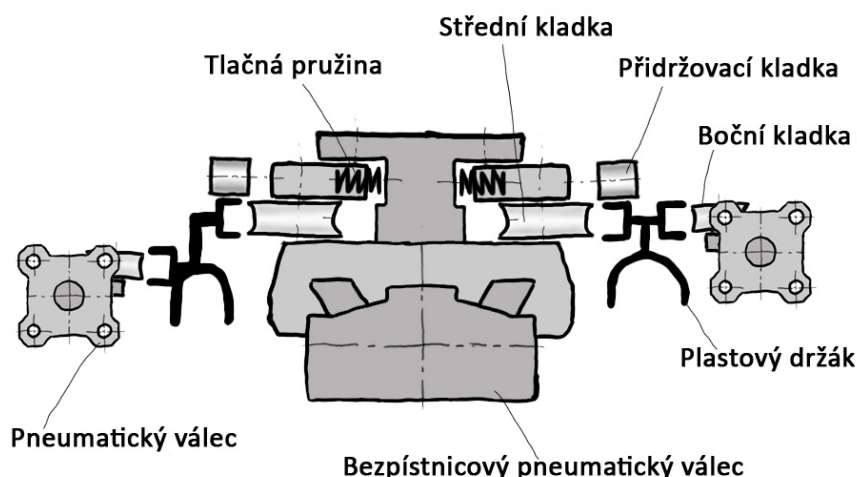
Veškeré lineární pohony jsou pneumatické. Pohon pro zalisování nejdelších dvou pryžových těsnění je řešen bezpečnostním válcem s magnetickým nebo mechanickým přenosem síly. Pohon spodních kladek zajišťuje, z důvodu potřebné kratší dráhy, pouze jeden pneumatický válec napojený na vozík (vozíky) lineárního vedení.

V případě synchronního pohybu vrchních a spodních kladek není potřeba přidržovacího mechanismu k zamezení výpadku plastových držáků. Zakládání a vyjímání plastových držáků je kvůli jejich orientaci složité a to především z důvodu špatného přístupu.

Obrovskou výhodou oproti výchozí konstrukci zařízení je odbourání ohybových momentů na laterálním vedení, které vznikaly tíhou samotného vedení při jeho nevhodné orientaci. Spojením dvou vedení v jedno ovládané pneumatickým pohonem lze redukovat počet operátorů obsluhujících zařízení ze dvou na jednoho. Vrchní lisovací kladky slouží během cyklu zároveň pro přidržení plastových držáků v zařízení.

Jednou z mála nevýhod je například složitější zakládání a vyjímání plastových držáků do a ze zařízení a to kvůli jejich orientaci. Další nevýhodou může být také samotná automatizace zařízení, neboť je potřeba zajistit patřičnou bezpečnost operátora. A s tím je samozřejmě spojeno prodražení konstrukce. Pohon spodních kladek jedním pneumatickým válcem by navíc mohl při nesprávném umístění nebo velké vůli lineárních vedení vést ke vzpříčení těchto lineárních vedení.

5.2 Koncept č. 2



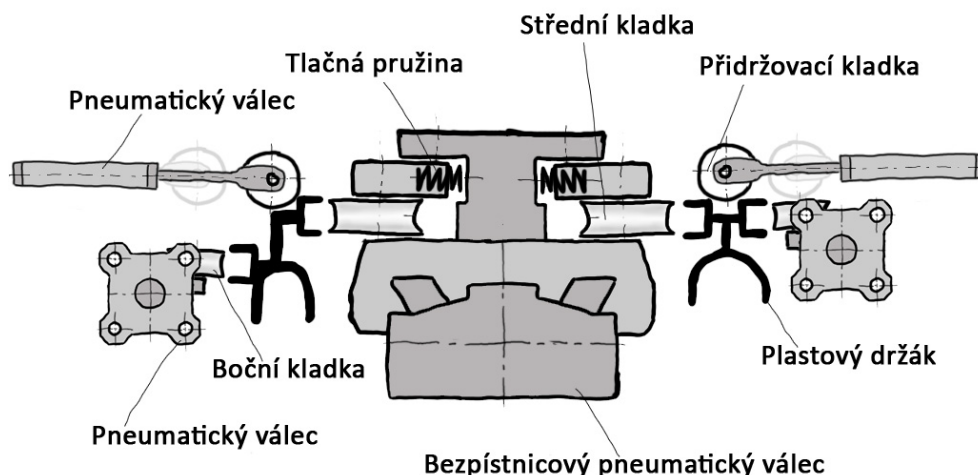
Obr. 14: Skica konceptu č. 2 - pohled ve směru lineárních pohonů
(Obrázek neodpovídá zásadám technického kreslení)

Koncept číslo 2 využívá, stejně jako koncept číslo 1, k pohonu dvou středních lisovacích kladek pneumatický bezpečnostní lineární pohon se stejnou vodorovnou polohou. Zásadní rozdíl je v orientaci plastových držáků, které jsou oproti konceptu číslo 1 otočeny příčně o 90° a podélně o 180° . Pro pohyb zbylých dvou kladek je využito dvou pneumatických válců (o jeden více než u konceptu číslo 1). Přidržování plastových držáků v zařízení je zajištěno dvěma podélnými přidržovacími kladkami, které jsou pevně spjaté s bezpečnostním lineárním pohonem. Tento způsob aretace dílů v zařízení má své výhody i nevýhody.

Hlavními výhodami tohoto přidržovacího systému jsou jeho jednoduchost a to, že přidržovací síla působí právě v místě lisování. U této varianty je lepší možnost automatizace vyhazování hotových plastových držáků po dokončení lisovacího cyklu.

Naopak velkou nevýhodou přidržovacího systému je pohyb přidržovacích kladek současně s kladkou lisovací, kdy se při nevhodném usazení plastového držáku může tento držák vzpříčit a zamezit bezpečnostnímu lineárnímu pohonu v pohybu. Zastavil by se tak celý lisovací cyklus a vyjmutí plastových držáků by nebylo snadné ani bezpečné.

5.3 Koncept č. 3



Obr. 15: Skica konceptu č. 3 - pohled ve směru lineárních pohonů
(Obrázek neodpovídá zásadám technického kreslení)

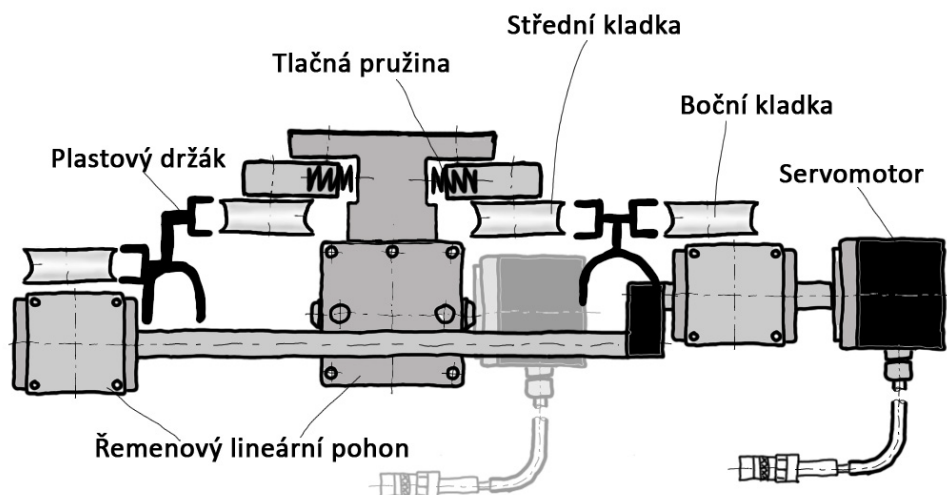
Koncept číslo 3 je stejné lisovací konstrukce jako koncept číslo 2. Jediný rozdíl mezi těmito koncepty je ve způsobu přidržování plastových držáků v montážním zařízení během cyklu. Zatímco předchozí koncept má přidržovací kladky orientované podélně ve směru s plastovými držáky, tento koncept má přidržovací kladky orientované příčně, tj. kolmo na plastové držáky a směr lisování.

V případě jednoho opěrného místa pro přidržení jednoho držáku během cyklu, si konstrukce vyžádá oproti předchozímu konceptu dva pneumatické válce navíc. V případě dvou opěrných míst na jeden plastový držák to znamená již čtyři pneumatické válce navíc. Jedná se však jen o malou tlačnou sílu a malý zdvih, proto plně dostačují tzv. kompaktní pneumatické válce.

Obrovskou výhodou konceptu 3 oproti předchozím dvěma konceptům je nezávislý pohyb přidržovacích kladek na pohybu kladek lisovacích. To je velmi důležité pro bezpečnost a obnovu po havárii, neboť je snazší vyjmout vzpříčený plastový držák ze zařízení. Navíc tato konstrukce podporuje automatizaci lisovacího procesu včetně vyhazování hotových plastových držáků na konci cyklu jen malou úpravou zařízení.

Snad jedinou nevýhodou může být potřeba PLC s více vstupy, které by pokryly veškeré snímače polohy na pneumatických válcích. Cena přidaných pneumatických válců určených pro přidržování plastových držáků během cyklu je vzhledem k jejich velikosti zanedbatelná, stejně jako jejich spotřeba stlačeného vzduchu.

5.4 Koncept č. 4



Obr. 16: Skica konceptu č. 4 - pohled ve směru lineárních pohonů
(Obrázek neodpovídá zásadám technického kreslení)

Všechny lineární pohony předchozích variant jsou postaveny na využití stlačeného vzduchu. Tento koncept je pojat jinak a jako pohonné médium využívá elektřiny. V tomto případě pohání servomotory, které vytváří snadno ovladatelný rotační pohyb. Další možnou variantou je využití přímo elektrických lineárních pohonů.

Samotný převod rotačního pohybu na lineární lze zkonstruovat několika způsoby (ozubeným řemenem, pastorkem a ozubeným hřebenem, kuličkovým šroubem, apod.). V tomto případě není tolik nutná přesnost polohování, a proto dostačuje nejlevnější varianta s ozubeným řemenem, který je pevně připojen k suportu lineárního vedení.

Výhodami tohoto konceptu je, díky pohonu elektrickou energií, především levnější provoz oproti k předchozím konceptům poháněným dražším stlačeným vzduchem. Elektrický pohon je také tišší, bezpečnější a lze snáze synchronizovat nebo řídit. Navíc takové zařízení není závislé na rozvodu tlakového vzduchu, který není samozřejmostí v každé firmě.

Naopak nevýhodou je velká počáteční investice do drahých servomotorů a řídicích jednotek (tzv. servopacků), od obojího by pro tento koncept byly potřeba minimálně dva kusy. Přesto, že je synchronizace takovýchto pohybů snazší, nastává problém například při potřebě automatického vyhazování hotových dílů na konci cyklu nebo přidržování dílů během cyklu. Nevyhnulo by se tak použití přídavných pneumatických pohonů a spotřebě tlakového vzduchu. Přesto, že by tato spotřeba nemusela nutně být velká, prodloužila by se návratnost počáteční investice.

6 Výběr realizovaného konceptu

Výběr správného konceptu je do značné míry individuální záležitost. Nicméně existuje nespočet matematických metod pro usnadnění volby a zvýšení objektivnosti rozhodování při výběru nejvhodnější varianty podle všech uvažovaných hledisek, vyloučení neefektivních variant nebo stanovení preferenčního pořadí variant z hlediska celého souboru kritérií, přičemž první varianta v tomto pořadí je varianta kompromisní.

Pro výběr správného konceptu je v tomto případě nutno použít metody vícekritériálního hodnocení variant neboť nelze zvolit koncept na základě jednoho parametru. Cílem těchto metod je stanovení pořadí výhodnosti jednotlivých variant z hlediska zvolených kritérií, přičemž varianta s nejlepším umístěním představuje nejlepší kompromisní variantu. Výběr konceptu metodou vícekritériálního hodnocení se skládá ze tří základních kroků. Nejprve je třeba nadefinovat jednotlivá kritéria (definice kritérií), následně se stanoví jejich váhy (stanovení vah kritérií) a nakonec se určí pořadí variant (stanovení pořadí variant).

6.1 Definice kritérií

Pomocí kritérií jsou specifikovány varianty a je stanovena míra splnění cílů jednotlivými variantami. Tato kritéria je možné dělit dle několika hledisek. Dle úrovně žádoucí hodnoty je možné rozlišit kritéria maximalizační (výnosy, zisk) a minimalizační (náklady, ztráta). Stanovení kritérií je proces vyžadující určité znalosti dané oblasti, proto by měly vycházet ze zkušeností s podobnými zařízeními. Z obecných a kvalitativních požadavků na dodavatele zařízení bylo sestaveno celkem 11 kritérií důležitých pro rozhodování při výběru konceptu:

- 1 Počáteční investice
- 2 Náklady na provoz
- 3 Cena náhradních dílů
- 4 Počet funkčních dílů
- 5 Životnost
- 6 Hlučnost
- 7 Rychlost cyklu
- 8 Bezpečnost
- 9 Manipulace s díly
- 10 Složitost synchronizace
- 11 Obnova po havárii

Jednotlivá kritéria lze rozdělit do tří základních skupin, kritéria finanční (1 až 3), kritéria konstrukční (4 až 8) a kritéria kolem obsluhy zařízení (9 až 11).

Počáteční investice

Nákupní cena zařízení je důležitým faktorem při rozhodování, kterou z variant uskutečnit. Z finanční hodnoty a životnosti zařízení při daném výrobním taktu vyplývá návratnost této investice.

Náklady na provoz

Provozní náklady zařízení jsou asi nejdůležitějším finančním kritériem. V případě, že se počáteční investice jednotlivých konceptů příliš neliší, rozhoduje o rentabilitě zařízení spíše tento faktor. Vychází se ze spotřeby stlačeného vzduchu nebo elektrické energie v kombinaci s cenou za 1 m³ tlakového vzduchu nebo cenou za 1 kWh silové elektřiny.

Cena náhradních dílů

Cena náhradních dílů je ze tří uvedených finančních kritérií to s nejmenší váhou (případně stejnou jako má počáteční investice). Toto kritérium vychází z požadavků údržby, jako jsou snižování rozpočtu náhradních dílů a udržování zdravého skladu, tzn. snižování skladových hodnot náhradních dílů v závislosti na zvyšující se reprodukční hodnotě majetku (hodnotě instalovaných technologií a zařízení).

Počet funkčních dílů

Životnost zařízení je ovlivněna především životností jednotlivých funkčních dílů. Čím má zařízení menší počet takovýchto dílů, tím jednodušší je nastavení i samotné provádění preventivních a prediktivních kontrol. Zároveň postačí menší počet náhradních dílů ve skladě náhradních dílů.

Životnost

Jedním ze základních požadavků technologie na zařízení je životnost alespoň 3 000 000 cyklů. Čím delší má zařízení životnost, tím lepší je samotná rentabilita neboli návratnost investice do zařízení.

Hlučnost

Vzhledem k faktu, že zařízení nevypouští do ovzduší žádné škodlivé emise ani záření, je z hlediska hygienických předpisů nutné sledovat pouze hladinu hluku. Zákonem stanovená hodnota akustického tlaku nesmí v okolí zařízení přesáhnout 85 dB. Nízká hladina hluku také zlepšuje komfort operátora a jeho psychickou pohodu.

Rychlost cyklu

Rychlost cyklu je kritérium vycházející ze základních požadavků firmy, kde má být zařízení umístěno. Takt, který by mělo zařízení splňovat v rámci štíhlé výroby je ideálně 21 sekund.

Bezpečnost operátora

Bezpečnost zaměstnanců je v Densu na prvním místě, to platí samozřejmě i pro konstrukční provedení výrobních a montážních zařízení. Toto kritérium porovnává bezpečnost samotné konstrukce zařízení před osazením bezpečnostními prvky.

Manipulace s díly

Složitost manipulace s díly určuje čas potřebný k založení a vyjmutí plastových držáků do a z montážního zařízení, případně možnost automatického zakládání přídatným zařízením. Protože je důležité splnit čas cyklu zařízení, hraje tato hodnota nezanedbatelnou roli při výběru konceptu.

Složitost synchronizace

Složitost synchronizace je ukazatel, který je sledován oddělením údržby. Při vysoké složitosti synchronizace jednotlivých pohonů se prodlužuje čas případné opravy nebo modifikace zařízení.

Obnova po havárii

Z hlediska údržby zařízení a analyzování neplánovaných oprav je důležitá doba opravy zařízení neboli *MTTR (Mean Time To Repair)*. Tento údaj je nezbytný pro plánování bezpečnostních zásob pro případ odstavení zařízení. U jednotlivých konceptů se porovnává složitost konstrukce a odpovídající složitost opravy s přihlédnutím k použitým prvkům.

6.2 Stanovení vah kritérií

Pro stanovení vah jednotlivých kritérií je použita metoda vícekritériálního hodnocení variant, tzv. metoda párového porovnávání. Tato metoda bývá nazývána Fullerovou metodou, protože se při její aplikaci sestavují váhy pomocí tzv. Fullerova trojúhelníku. Níže je uvedeno trojúhelníkové schéma 11-ti kritérií, jehož dvouřádky tvoří dvojice pořadových čísel kritérií uspořádaných tak, že se každá dvojice kritérií vyskytuje právě jedenkrát [8]. Z každé této dvojice je vybráno kritérium, které je považováno za důležitější a to je zvýrazněno tučným proložením číslice.

Tab. 2: Fullerův trojúhelník

1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		3	3	3	3	3	3	3	3
		4	5	6	7	8	9	10	11
			4	4	4	4	4	4	4
			5	6	7	8	9	10	11
				5	5	5	5	5	5
				6	7	8	9	10	11
					6	6	6	6	6
					7	8	9	10	11
						7	7	7	7
						8	9	10	11
							8	8	8
							9	10	11
								9	9
								10	11
									10
									11

Počet porovnání N je dán vztahem (1). Pokud nelze určit, které ze dvou kritérií je důležitější, jsou označeny kritéria obě. Počet zvýraznění i -tého kritéria ve Fullerově trojúhelníku je označen jako n_i . Váha i -tého kritéria se vypočte dle vzorce (2).

$$N = \binom{k}{2} = \frac{k \cdot (k-1)}{2} = \binom{11}{2} = \frac{11 \cdot 10}{2} = 55 \quad (1)$$

$$v_i = \frac{n_i}{N}; i \in \langle 1; k \rangle \quad (2)$$

Váhy jednotlivých kritérií, získané dosazením hodnot do vzorce (2) jsou spolu s hodnotami četnosti výběru těchto kritérií uvedeny v tab. 3.

Tab. 3: Kritéria hodnocení konceptů včetně jednotlivých vah

	i	n _i	v _i
Počáteční investice	1	3	5,45%
Náklady na provoz	2	5,5	10,00%
Cena náhradních dílů	3	3	5,45%
Počet funkčních dílů	4	2	3,64%
Životnost	5	8	14,55%
Hlučnost	6	1,5	2,73%
Rychlost cyklu	7	7	12,73%
Bezpečnost	8	10	18,18%
Manipulace s díly	9	2,5	4,55%
Složitost synchronizace	10	3,5	6,36%
Obnova po havárii	11	9	16,36%
Σ		55	100,00%

6.3 Stanovení pořadí variant

K celkovému vícekritériálnímu hodnocení variant je zapotřebí kromě stanovení vah kritérií i dílčí (jednokritériální) hodnocení variant z hlediska každého kritéria, k tomuto úkolu je použita tzv. bodovací metoda.

Každé variantě se přiřadí určitý počet bodů ve shodném rozsahu (1 až 5 bodů). Body pro každý koncept (variantu) se váženě sečtou a jednotlivé koncepty podle jejich součtu sestupně seřadí. Optimální varianta se nachází mezi nejhorší, tzv. bazickou variantou s bodovou hodnotou 1 a nejlepší, tzv. ideální variantou s bodovým hodnocením 5.

Tab. 4: Bodové ohodnocení jednotlivých konceptů

Kritéria	i	n _i	v _i	Koncepty			
				I	II	III	IV
Počáteční investice	1	3	5,45%	5	4	3	1
Náklady na provoz	2	5,5	10,00%	4	3	2	5
Cena náhradních dílů	3	3	5,45%	4	3	2	1
Počet funkčních dílů	4	2	3,64%	4	3	2	1
Životnost	5	8	14,55%	2	3	4	5
Hlučnost	6	1,5	2,73%	3	3	2	5
Rychlost cyklu	7	7	12,73%	2	3	4	5
Bezpečnost	8	10	18,18%	1	2	5	2
Manipulace s díly	9	2,5	4,55%	1	3	2	5
Složitost synchronizace	10	3,5	6,36%	4	3	2	5
Obnova po havárii	11	9	16,36%	1	1	5	2
Σ		55	100,00%	2,31	2,55	3,77	3,43
Vážený součet							
Pořadí variant				4	3	1	2

V tab. 4 je uveden výsledek bodovací metody. Jak je vidět, žádná z variant není paretoovská, tj. každá z variant je alespoň v jednom případě dominována jinou. První dvě varianty vycházejí jako podprůměrné, další dvě jako nadprůměrné. Třetí koncept vychází nejlépe a to hlavně díky vysoké bezpečnosti a snadné obnově po havárii, což jsou u těchto variant dvě nejhodnotnější a dle předchozích výpočtů nejdůležitější kritéria.

Výše uvedenou metodou vícekritériálního hodnocení variant byl jako kompromisní varianta zvolen koncept číslo 3, jehož konstrukce se bude realizovat.

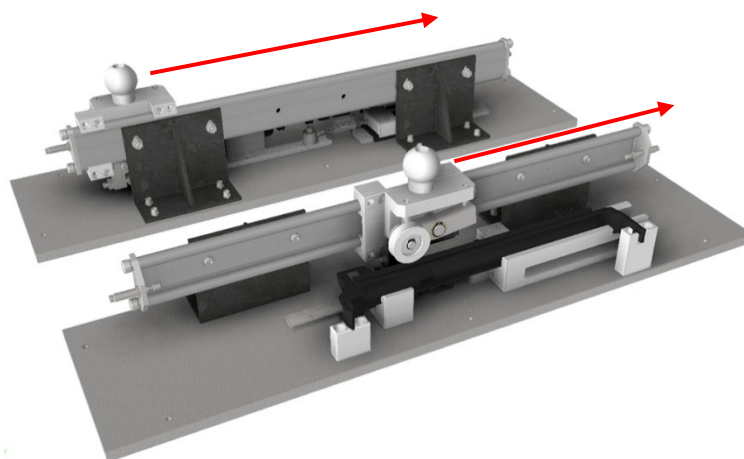
7 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh tohoto zařízení zahrnuje především návrh a kontrolu pneumatických pohonů včetně průměrné a maximální spotřeby vzduchu, potřebné pro závěrečné ekonomické zhodnocení a návrh pneumatických ventilů. Dále je třeba ověřit životnost jednotlivých funkčních dílů, jako jsou lineární vedení, cyklicky namáhané pružiny, apod. V průběhu konstrukce je navíc třeba vyhodnocovat rizika a přizpůsobovat konstrukci ke snížení těchto rizik, včetně tolerování nejmenších možných rozměrů mezer k eliminaci rizika stlačení částí lidského těla [9].

7.1 Návrh pneumatických pohonů

Pro pohon středové konzole se dvěma lisovacími kladkami je kvůli jeho délce vhodné použít bezpístnicového lineárního pohonu. Pro ostatní pohony plně dostačuje použití klasických pneumatických válců. Pro splnění interních požadavků firmy, je nutné použití veškerých pneumatických prvků partnerské firmy SMC.

Kromě samotné váhy unášené hmoty válcem je třeba počítat s odporem lisovacích kladek. Přibližná hodnota tohoto odporu byla změřena na původním zařízení siloměrem **Shito STO-20** (rozsah ± 200 N, rozlišení 0,1 N). Průběh měření sil je znázorněn na následujících obrázcích, obr. 17 znázorňuje uchycení siloměru na madlo ručního lisování, obr. 18 směr tažení madla siloměrem (siloměr byl nastaven na zobrazení největší vyvinuté síly, tzv. režim peak).



Obr. 17 a 18: Průběh měření

Měřena byla síla potřebná k posunu lineárního vedení s namontovanými kladkami jak bez vložených držáků, tak i s vloženými držáky včetně pryžových těsnění. Výsledky uvedené v tab. 5 se pro jednotlivé typy držáků liší především kvůli špatnému stavu zařízení a rozdílnému předepnutí tlačných pružin.

Tab. 5: Naměřené síly potřebné k manipulaci s původním zařízením

Část zařízení	Stav	Síla	Rozdíl
Konektorová strana	bez plastového držáku	5,8 N	7,2 N
	s plastovým držákem včetně těsnění	13,0 N	
Modulátorová strana	bez plastového držáku	6,7 N	6,5 N
	s plastovým držákem včetně těsnění	13,2 N	

Průměrný odpor jedné kladky je tedy dle zprůměrovaných rozdílů v tab. 5 cca 6,85 N. Tento odpor působí proti směru pohybu pneumatického válce.

7.1.1 Návrh bezpístnicového pneumatického válce

Pro dlouhý pohon lisovacích kladek je použit bezpístnicový lineární válec s mechanickým přenosem síly řady MY3M. Tento válec dosahuje při použití vnitřního nastavitelného vzduchového tlumení rychlosti až $1\,000\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Jeho výhoda spočívá především v malé délce zástavbového prostoru, která se příliš neliší od požadovaného zdvihu na rozdíl od klasických válců s pístnicí, kde délka při vysunutí pístnici je za daného zdvihu zhruba dvojnásobná [10].

Pokud je třeba dodržet strojní čas 8 sekund včetně vyložení na dopravník, lze pro samotný čas lisování stanovit limit 3 sekundy pro pohyb tam i zpět. Při válci dlouhém 600 milimetrů vychází střední rychlost válce $v_a = 1\,200\text{ mm} / 3\text{ s} = 400\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$.

Střední pohon unáší dvě lisovací kladky, jejich odpor je tedy $2 \times 6,85\text{ N}$, tj. 13,7 N. Válec musí být schopen utlačit tuto sílu plus hmotnost unášené soustavy. Nejmenší válec řady MY3M, odpovídající průměru pístu 16 mm, vyvine při tlaku 0,6 MPa sílu až 120 N, což je dostačující.

Kontrola zatížení vedení bezpístnicového pneumatického pohonu byla provedena dle návodu výrobce [11]. Dle tohoto návodu je třeba prověřit zatížení, statický moment a dynamický moment v okamžiku nárazu.

Provozní podmínky:

Válec	MY3M16-600
Montážní orientace	Horizontální montáž suportem nahoru
Střední provozní rychlost	$v_a = 400 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnost unášené konstrukce	$m_1 = 0,69 \text{ kg}$
Souřadnice těžiště konstrukce	$T_x = 6,0 \text{ mm}$
	$T_y = 0,0 \text{ mm}$
	$T_z = 16,7 \text{ mm}$
Výška středu kladek	$k_z = 29,0 \text{ mm}$
Odpor kladek	$F_k = 13,7 \text{ N}$
Součinitel tření vedení válce	$\mu = 0,2$
Koeficient tlumení	$\delta = 0,01$

Statický moment:

$$M_1 = m_1 \cdot g \cdot T_x + F_k \cdot k_z = 0,69 \cdot 9,81 \cdot 0,006 + 13,7 \cdot 0,029 = 0,44 \text{ Nm} \quad (3)$$

$$M_2 = m_1 \cdot g \cdot T_y = 0,69 \cdot 9,81 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (4)$$

Dynamické zatížení (zatížení ekvivalentního nárazu):

$$F_E = 1,4 \cdot v_a \cdot \delta \cdot m_1 \cdot g = 1,4 \cdot 400 \cdot 0,01 \cdot 0,69 \cdot 9,81 = 37,91 \text{ N} \quad (5)$$

Dynamický moment:

$$M_{1E} = \frac{1}{3} \cdot F_E \cdot T_z = \frac{1}{3} \cdot 37,91 \cdot 0,0167 = 0,21 \text{ Nm} \quad (6)$$

$$M_{3E} = \frac{1}{3} \cdot F_E \cdot T_y = \frac{1}{3} \cdot 37,91 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (7)$$

Faktor zátěže:

$$\alpha_1 = \frac{m_1 + \frac{F_k}{\mu \cdot g}}{m_{1max}} = \frac{0,69 + \frac{13,7}{0,2 \cdot 9,81}}{9} = \frac{7,67}{9} = 0,85 \quad (8)$$

$$\alpha_2 = \frac{M_1}{M_{1max}} = \frac{0,44}{2,5} = 0,18 \quad (9)$$

$$\alpha_3 = \frac{M_2}{M_{2max}} = \frac{0}{M_{2max}} = 0 \quad (10)$$

$$\alpha_4 = \frac{M_{1E}}{M_{1Emax}} = \frac{0,21}{1,8} = 0,12 \quad (11)$$

$$\alpha_5 = \frac{M_{3E}}{M_{3Emax}} = \frac{0}{M_{3Emax}} = 0 \quad (12)$$

$$\alpha = \sum_{i=1}^5 \alpha_n = 0,85 + 0,18 + 0 + 0,12 + 0 = 1,15 > 1 \Rightarrow \text{Nevyhovuje} \quad (13)$$

Koeficient zatížení vedení α vychází větší než 1, je proto nutné zvolit menší střední rychlost pohybu bezpístnicového pneumatického válce nebo zvětšit jeho průřez. Rychlost je dána strojním časem, proto je třeba zvětšit průřez na nejbližší vyšší, což je průřez odpovídající průměru 25 mm [12]. Se zvětšeným průměrem suportu je třeba upravit i nesenou soustavu, jejímž zvětšením se změní poloha těžiště i celková hmotnost. Tyto hodnoty je nutné znovu zadat do rovnic (3) až (13).

Provozní podmínky:

Válec	MY3M25-600
Montážní orientace	Horizontální montáž suportem nahoru
Střední provozní rychlost	$v_a = 400 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnost unášené konstrukce	$m_1 = 0,83 \text{ kg}$
Souřadnice těžiště konstrukce	$T_x = 8,0 \text{ mm}$
	$T_y = 0,0 \text{ mm}$
	$T_z = 12,2 \text{ mm}$
Výška středu kladek	$k_z = 29,0 \text{ mm}$
Odpor kladek	$F_k = 13,7 \text{ N}$
Součinitel tření vedení válce	$\mu = 0,2$
Koeficient tlumení	$\delta = 0,01$

Statický moment:

$$M_1 = m_1 \cdot g \cdot T_x + F_k \cdot k_z = 0,83 \cdot 9,81 \cdot 0,008 + 13,7 \cdot 0,029 = 0,46 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_2 = m_1 \cdot g \cdot T_y = 0,83 \cdot 9,81 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (15)$$

Dynamické zatížení (zatížení ekvivalentního nárazu):

$$F_E = 1,4 \cdot v_a \cdot \delta \cdot m_1 \cdot g = 1,4 \cdot 400 \cdot 0,01 \cdot 0,83 \cdot 9,81 = 45,60 \text{ N} \quad (16)$$

Dynamický moment:

$$M_{1E} = \frac{1}{3} \cdot F_E \cdot T_z = \frac{1}{3} \cdot 45,60 \cdot 0,0122 = 0,19 \text{ Nm} \quad (17)$$

$$M_{3E} = \frac{1}{3} \cdot F_E \cdot T_y = \frac{1}{3} \cdot 45,60 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (18)$$

Faktor zátěže:

$$\alpha_1 = \frac{m_1 + \frac{F_k}{\mu \cdot g}}{m_{1max}} = \frac{0,83 + \frac{13,7}{0,2 \cdot 9,81}}{19} = \frac{7,81}{19} = 0,41 \quad (19)$$

$$\alpha_2 = \frac{M_1}{M_{1max}} = \frac{0,46}{8} = 0,06 \quad (20)$$

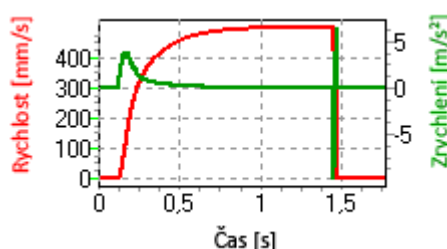
$$\alpha_3 = \frac{M_2}{M_{2max}} = \frac{0}{M_{2max}} = 0 \quad (21)$$

$$\alpha_4 = \frac{M_{1E}}{M_{1E\max}} = \frac{0,19}{5,71} = 0,03 \quad (22)$$

$$\alpha_5 = \frac{M_{3E}}{M_{3E\max}} = \frac{0}{M_{3E\max}} = 0 \quad (23)$$

$$\alpha = \sum_{i=1}^5 \alpha_n = 0,41 + 0,06 + 0 + 0,03 + 0 = 0,50 < 1 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (24)$$

Pro dlouhý pohon lisovacích kladek je tedy použito vyhovujícího bezpístnicového pneumatického válce typu MY3M25TF-600 s koncovými snímači v obou polohách. Vrtání válce odpovídá průměru 25 mm, délka zdvihu je 600 mm [13].



Obr. 19: Průběh rychlosti a zrychlení válce MY3M25TF-600 v obou směrech

Na obr. 19 je znázorněna simulace průběhu rychlosti a zrychlení suportu pneumatického bezpístnicového lineárního válce MY3M25TF-600 pomocí softwaru Model Selection 4.0.05 od firmy SMC. Pro tento typ pohonu je průběh stejný pro směr pohybu tam i zpět. Níže uvedené hodnoty odpovídají otevřeným škrtkovým ventilům na cca 35%.

Čas k dosažení plného zdvihu	1,48 s
Čas rozjezdu pneumatického válce	0,12 s
Průměrná rychlost	$406 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální rychlost	$497 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

7.1.2 Návrh dvojčinných pneumatických válců

Pohon bočních kladek zajišťuje dvojice pneumatických válců řady C85, napojených na miniaturní lineární vedení typu SEBWMZ14, firmy Misumi. Požadovaná délka pneumatických válců 200 mm (podle délky kratšího těsnění) je dostupná od průměrů pístů 12 mm [14].

Pro určení potřebné síly pneumatického válce je třeba určit vyžadovanou axiální sílu pro pohyb lineárním vedením, které nese zátěž o hmotnosti $m_1 = 0,32 \text{ kg}$ s jednou kladkou. Dle katalogu [15] se tato síla určí z rovnice (25).

$$F_a = \mu \cdot m_1 \cdot g + f = 0,005 \cdot 0,32 \cdot 9,81 + 5 = 5,02 \text{ N} \quad (25)$$

Teoretickou sílu při vysunutí válce lze spočítat podle rovnice (26), teoretickou sílu při zasunutí válce podle rovnice (27). Jako v předchozím případě je tlak vzduchu ve vedení $p = 0,6 \text{ MPa}$. Průměr pístu válce je $D = 12 \text{ mm}$, průměr pístnice je $d = 6 \text{ mm}$. Směrodatná je ovšem menší z obou sil, tedy síla při zasouvání pístu zmenšená o hodnotu účinnosti [16] pneumatického válce $\eta = 0,86$ (28).

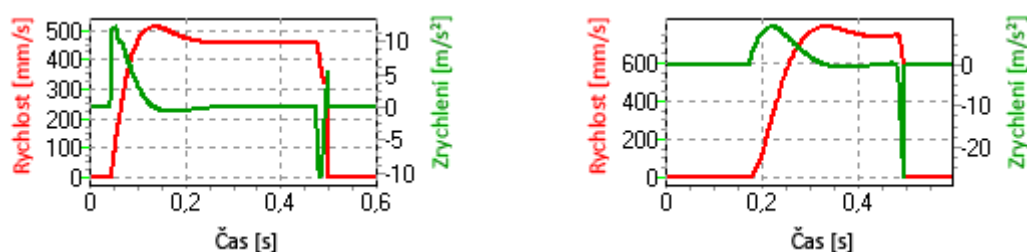
$$F_{vys} = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p = 12^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,6 = 67,8 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{zas} = \left[\left(D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) - \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) \right] \cdot p = \left[\left(12^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) - \left(6^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) \right] \cdot 0,6 = 50,9 \text{ N} \quad (27)$$

$$F = F_{zas} \cdot \eta = 50,9 \cdot 0,86 = 43,8 \text{ N} \quad (28)$$

$$F > F_a + F_k = 5,02 + 6,85 = 11,9 \text{ N} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (29)$$

Rovnice (29) ukazuje, že navržené pneumatické válce jsou schopné vyvinout dostatečnou sílu k pohonu lineárních vedení s bočními kladkami. Kompletní označení válce je tedy CD85N12-200C-A, vrtání válce má průměr 12 mm a délka zdvihu je 200 mm.



Obr. 20 a 21: Průběh rychlosti a zrychlení válce CD85N12-200C-A

Obr. 20 a 21 znázorňují průběhy rychlostí a zrychlení dvojčinného pneumatického válce CD85N12-200C-A při vysouvání pístnice (obr. 20), při otevřeném škrťacím ventilu na výstupu na cca 13% a při zasouvání pístnice (obr. 21), při otevřeném škrťacím ventilu na cca 29%.

Hodnoty průběhu z obr. 20 pro vysunutí pístnice:

Čas k dosažení plného zdvihu	0,50 s
Čas rozjezdu pneumatického válce	0,04 s
Průměrná rychlost	$399 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální rychlost	$512 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

Hodnoty průběhu z obr. 21 pro zasunutí pístnice:

Čas k dosažení plného zdvihu	0,50 s
Čas rozjezdu pneumatického válce	0,17 s
Průměrná rychlost	$403 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální rychlost	$790 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

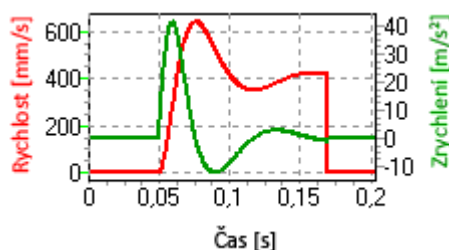
7.1.3 Návrh jednočinných pneumatických válců

Příčně uložené přidržovací válce jsou realizovány dvojicí jednočinných pneumatických pohonů s pístnicí zasouvanou pružinou. Ušetří se tak jedna pozice ventilového bloku a navíc při odpojení tlaku (poruše nebo zásahu do zařízení) se přidržovače samy vrátí do původní polohy a uvolní tak plastové držáky. Tyto válce jsou opět realizovány válci řady C85. Kvůli integrované kladce na konci pístnice, mají pístnici zajištěnou proti pootočení.

Síla vyvinutá těmito válci by měla být co nejmenší, neboť tlačí pouze odvalující se kladku. Kvůli zástavbovým rozměrům je volen nejmenší dostupný průměr pístnice $D = 8 \text{ mm}$ a zdvihem $H = 50 \text{ mm}$, kompletní označení válce je tedy CD85KN8-50S-A. Po odečtení síly stlačené pružiny na konci zdvihu F_s vychází výsledná síla vyvinutá pneumatickým válcem dle rovnice (30).

$$F = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot \eta - F_s = 8^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,6 \cdot 0,86 - 4,41 = 21,5 \text{ N} \quad (30)$$

Schéma zapojení pneumatického okruhu, včetně rozpisky, je znázorněno v příloze V. Toto schéma bylo sestaveno pomocí programu SMC Pneu Draw 2.8.



Obr. 22: Průběh rychlosti a zrychlení válce CD85KN8-50S-A

Níže jsou uvedeny hodnoty průběhu rychlosti z obr. 22, při vysouvání pístnice jednočinného pneumatického válce se škrťacím ventilem na vstupu, který je otevřený na 5%:

Čas k dosažení plného zdvihu	0,17 s
Čas rozjezdu pneumatického válce	0,05 s
Průměrná rychlost	$294 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální rychlost	$643 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

7.2 Spotřeba vzduchu

Pro možnost závěrečného ekonomického zhodnocení je nutné spočítat průměrnou a maximální spotřebu vzduchu pneumatickými válci. Průměrnou spotřebu vzduchu je nutné znát pro určení velikosti kompresoru a přívodního potrubí. V tomto případě je ovšem použita pouze pro výpočet nákladů na energii. Okamžitou maximální spotřebu vzduchu je potřeba vyjádřit pro správné určení velikosti ventilu, průřezu hadic, šroubení, nástrčných spojek a jednotek pro úpravu stlačeného vzduchu [16].

7.2.1 Spotřeba vzduchu bezpístnicovým válcem

Průměrná spotřeba vzduchu za minutu bezpístnicovým válcem MY3M25TF-600 je zastoupena rovnicí (32) níže. Hodnota 1,4 je konstanta nutná ke kompenzaci termodynamických ztrát, D je průměr pístu, H zdvih pístu, p tlak ve válci, hodnota 0,1 korekce pro atmosférický tlak a n počet zdvihů za minutu (31).

$$n = \frac{60}{21} = 2,86 \text{ min}^{-1} \quad (31)$$

$$Q = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot H \cdot (p+0,1) \cdot 2 \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 25^2 \cdot \pi / 4 \cdot 600 \cdot (0,6+0,1) \cdot 2 \cdot 2,86}{10^5} = 16,48 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (32)$$

Do spotřeby vzduchu (32) nejsou zahrnuty mrtvé objemy v čelech válců a objemy hadic. Pokud jsou mezi ventilem a pneumatickým válcem použity dlouhé hadice, které se střídavě naplňují a vyprazdňují, je třeba jejich objem přičíst k celkové spotřebě vzduchu. Průměrná spotřeba vzduchu přívodními hadicemi se spočítá pomocí rovnice (33).

$$Q = \frac{1,4 \cdot d_H^2 \cdot \pi / 4 \cdot L \cdot p \cdot 2 \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 4^2 \cdot \pi / 4 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 2 \cdot 2,86}{10^5} = 0,60 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (33)$$

Okamžitá maximální spotřeba vzduchu definovaná součinem plochy pístu, rychlosti pístu a absolutního tlaku vzduchu je uvedena v rovnici (34).

$$Q_{max} = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot v_a \cdot (p+0,1) \cdot 60}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 25^2 \cdot \pi / 4 \cdot 400 \cdot (0,6+0,1) \cdot 60}{10^5} = 115,45 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (34)$$

7.2.2 Spotřeba vzduchu dvojčinným pneumatickým válcem

U výpočtu spotřeby vzduchu dvojčinného pneumatického válce (35) je nutné vzít v úvahu, že z důvodu menší plochy pístu, působí válec při zasouvání pístnice menší silou. Spotřeba vzduchu při zasouvání pístnice (36) je tedy také menší. Opět je třeba k průměrné spotřebě připočítat spotřebu vzduchu přívodními hadicemi (37).

$$Q = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot H \cdot (p+0,1) \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 12^2 \cdot \pi / 4 \cdot 200 \cdot (0,6+0,1) \cdot 2,86}{10^5} = 0,63 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (35)$$

$$Q = \frac{1,4 \cdot (D^2 - d^2) \cdot \pi / 4 \cdot H \cdot (p+0,1) \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot (12^2 - 6^2) \cdot \pi / 4 \cdot 200 \cdot (0,6+0,1) \cdot 2,86}{10^5} = 0,48 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (36)$$

$$Q = \frac{1,4 \cdot d_H^2 \cdot \pi / 4 \cdot L \cdot p \cdot 2 \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 2,5^2 \cdot \pi / 4 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 2 \cdot 2,86}{10^5} = 0,24 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (37)$$

Okamžitou maximální spotřebu vzduchu (38) stačí, na rozdíl od průměrné spotřeby vzduchu, určit pouze pro větší z obou stavů, tj. pro vysouvání pístnice.

$$Q_{max} = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot v_a \cdot (p+0,1) \cdot 60}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 12^2 \cdot \pi / 4 \cdot 400 \cdot (0,6+0,1) \cdot 60}{10^5} = 26,60 \text{ l}_n \cdot \text{min}^{-1} \quad (38)$$

Výše uvedené výsledky (35) až (38) platí vždy pouze pro jeden ze dvou instalovaných pneumatických válců. Pro celkovou spotřebu vzduchu je třeba počítat s oběma válci.

7.2.3 Spotřeba vzduchu jednočinným pneumatickým válcem

U jednočinného pneumatického válce s pístnicí pružinou zasouvanou je tlakový vzduch spotřebováván pouze pro vysouvání pístnice (39) a plnění přívodní hadice (40).

$$Q = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot H \cdot (p+0,1) \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 8^2 \cdot \pi / 4 \cdot 50 \cdot (0,6+0,1) \cdot 2,86}{10^5} = 0,07 \, l_n \cdot \min^{-1} \quad (39)$$

$$Q = \frac{1,4 \cdot d_H^2 \cdot \pi / 4 \cdot L \cdot p \cdot 2 \cdot n}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 2,5^2 \cdot \pi / 4 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 2,86}{10^5} = 0,12 \, l_n \cdot \min^{-1} \quad (40)$$

$$Q_{max} = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi / 4 \cdot v_a \cdot (p+0,1) \cdot 60}{10^5} = \frac{1,4 \cdot 8^2 \cdot \pi / 4 \cdot 400 \cdot (0,6+0,1) \cdot 60}{10^5} = 11,82 \, l_n \cdot \min^{-1} \quad (41)$$

7.2.4 Celková spotřeba vzduchu

V předchozích odstavcích jsou uvedeny průměrné spotřeby vzduchu jednotlivými pneumatickými válci a přívodními hadicemi za minutu. Rovnice (42) vyčísluje celkovou průměrnou spotřebu vzduchu za minutu kompletním zařízením, tj. jedním bezpístnicovým pneumatickým pohonem, dvěma dvojčinnými pneumatickými válci, dvěma jednočinnými pneumatickými válci a přívodními hadicemi (jak je uvedeno v příloze V).

$$Q = 16,48 + 0,60 + 2 \cdot (0,63 + 0,48 + 0,24) + 2 \cdot (0,07 + 0,12) = 20,16 \, l_n \cdot \min^{-1} \quad (42)$$

S ohledem na maximální průtoky jednotlivých pneumatických válců, jsou voleny dva rozměry elektromagneticky ovládaných pneumatických ventilů řady SJ2000 a SJ3000. Jedná se o nepřímě ovládané 2x3/2 NC ventily v kazetovém provedení se sníženou spotřebou proudu. Využitím ventilů 2x3/2 namísto 5/3 se celkově ušetří jedna ventilová pozice. Jeden 2x3/2 ventil dokáže nezávisle ovládat oba jednočinné pneumatické válce.

Pro ovládání bezpístnicového pneumatického válce s $Q_{max} = 115,45 \, l_n \cdot \min^{-1}$ je zvolen válec řady SJ3000 s průtokem až $118 \, l_n \cdot \min^{-1}$, pro ostatní pneumatické válce dostačuje ventil řady SJ2000 s maximálním průtokem $79 \, l_n \cdot \min^{-1}$.

7.3 Ověření životnosti funkčních dílů

K zajištění životnosti zařízení 3 000 000 cyklů, je třeba ověřit životnost především funkčních částí zařízení. Mezi tyto části patří, kromě pneumatických pohonů, také lineární vedení a cyklicky namáhané tlačné pružiny.

7.3.1 Životnost lineárního vedení

Když je lineární vedení zatíženo přímočarým vratným pohybem, vyskytnou se z důvodu únavy materiálu, v důsledku namáhání valivých prvků a valivých kontaktních povrchů, šupinatá poškození nazývaná odlupování. Celková délka dráhy pohybu (44) do prvního výskytu odlupování se nazývá životnost lineárních vedení [15].

Provozní podmínky:

Lineární vedení	SEBWMZ14
Montážní orientace	Vodorovná montáž
Jmenovité dynamické zatížení	$C = 3500 \text{ N}$
Jmenovité statické zatížení	$C_0 = 5300 \text{ N}$
Přípustný statický moment	$M_A = 20,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Směr klopení) $M_B = 22,3 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Směr stáčení) $M_C = 52,1 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Směr klonění)
Souřadnice těžiště	$T_x = 4,069 \text{ mm}$ $T_y = 0,340 \text{ mm}$ $T_z = 9,987 \text{ mm}$
Statický bezpečnostní faktor	$f_s = 3$

Pro určení zatížení působící na blok lineárního vedení se převádí momentové zatížení na působící zatížení podle vzorce (43).

$$P = m_1 \cdot g + \frac{C_0}{M_C} \cdot (m_1 \cdot g \cdot T_x) + \frac{C_0}{M_A} \cdot (m_1 \cdot g \cdot T_y + F_k \cdot k_z) \quad (43)$$

$$P = 0,32 \cdot 9,81 + \frac{5300}{52,1} \cdot (0,32 \cdot 9,81 \cdot 0,00407) + \frac{5300}{20,6} \cdot (0,32 \cdot 9,81 \cdot 0,00034 + 6,85 \cdot 0,0185)$$

$$P = 37,32 \text{ N}$$

Jmenovitá životnost je celková délka dráhy pohybu, kterou může dosáhnout 90% lineárních vedení stejného typu, za stejných podmínek, bez výskytu odlupování. Jmenovitou životnost lze získat ze základního jmenovitého dynamického zatížení působícího na lineární vedení, jak je uvedeno (44). Funkční délka lineárního vedení je 250 mm, jeden cyklus se skládá z pohybu tam i zpět, proto je požadovaná délka dráhy pohybu pro 3 miliony cyklů 1 500 000 m.

$$L_{90} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{3500}{37,32}\right)^3 \cdot 50 = 41\,251\,080 \text{ m} > f_s \cdot 1\,500\,000 \text{ m} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (44)$$

7.3.2 Životnost tlačných pružin

Použité tlačné pružiny WL8-40 mají dle výrobce životnost 1 milion cyklů. Životnost zařízení má být 3 miliony cyklů, je proto třeba ověřit, zda tyto pružiny vydrží při konkrétním rozsahu cyklického zatížení 6 milionů cyklů. Ve výpočtu jsou použita data, postupy a algoritmy z programu Autodesk Inventor Professional 2011 a normy ČSN EN 13906-1.

Katalogová data:

Průměr drátu	$d_w =$	0,8	mm
Vnější průměr pružiny	$D_e =$	8	mm
Volná délka pružiny	$L_0 =$	40	mm
Tuhost pružiny	$c =$	1	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \pm 10\%$
Mezní délka pružiny	$L_g =$	11,2	mm
Materiál pružiny	Strunový drát JIS G 3522		

Provedení pružiny:

Provedení konců	Uzavřené neobrobené konce
Povrchové zpracování	Nekuličkované pružiny
Způsob výroby pružiny	Pružiny formované za studena
Počet závěrných závitů	$n_c = 2$
Počet obrobených závitů	$n_G = 0$

Materiálové hodnoty:

Modul pružnosti ve smyku	$G =$	81000	MPa
Hustota	$\rho =$	7850	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Mez pevnosti v tahu pro $\varnothing 0,8$	$R_m =$	2230	MPa
Dovolené napětí	$R_s =$	0,5	
Únavová pevnost	$R_f =$	0,29	

Pro výpočet pracovních sil zatížení pružiny jsou použity délky pružiny se shodnými parametry, jako mají ty na původním zařízení. Délka předpružené pružiny odpovídá $L_1 = 17,5$ mm, délka plně zatížené pružiny $L_8 = 16$ mm. Tyto hodnoty jsou použity k výpočtu pracovního zdvihu pružiny (45), středního průměru pružiny (46), poměru vinutí (47), počtu činných závitů (48), stlačení pružiny (49) (50), tuhosti pružiny (51) a nakonec samotného pracovního zatížení v předepjatém stavu (52) a v plně zatíženém stavu (53).

$$H = L_1 - L_8 = 17,5 - 16 = 1,5 \text{ mm} \quad (45)$$

$$D_m = D_e - d_w = 8 - 0,8 = 7,2 \text{ mm} \quad (46)$$

$$i = D_m / d_w = 7,2 / 0,8 = 9 \quad (47)$$

$$n_s = \frac{L_0}{d_w} - n_c - 1 + n_g = \frac{40}{0,8} - 2 - 1 + 0 = 47 \quad (48)$$

$$s_1 = L_0 - L_1 = 40 - 17,5 = 22,5 \text{ mm} \quad (49)$$

$$s_8 = L_0 - L_8 = 40 - 16 = 24 \text{ mm} \quad (50)$$

$$c = \frac{G \cdot d_w^4}{8 \cdot n_s \cdot D_m^3} = \frac{81000 \cdot 0,8^4}{8 \cdot 11 \cdot 7,2^3} = 1,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (51)$$

$$F_1 = c \cdot s_1 = 1,01 \cdot 22,5 = 22,7 \text{ N} \quad (52)$$

$$F_8 = c \cdot s_8 = 1,01 \cdot 24 = 24,2 \text{ N} \quad (53)$$

Požadovaná míra bezpečnosti pro statické zatížení pružiny je dána především provozním režimem v náročném provozu (kvůli vysoké frekvenci deformací), provozní teplotou a neagresivním prostředím. Výsledný koeficient míry bezpečnosti je stanoven $S_s = 1,25$.

Podobným způsobem je určena požadovaná míra bezpečnosti pro cyklické zatížení, s tím rozdílem, že provozní režim zatížení v tomto případě odpovídá zatížení s lehkými rázy. Výsledný koeficient míry bezpečnosti je v tomto případě stanoven $S_f = 1,1$. Pro požadovanou životnost pružiny $2 \cdot 10^6 = 2\,000\,000$ cyklů je vhodné použít korekci napětí v krutu dle Wahla, která poskytuje nejbezpečnější výsledky z hlediska pevnostní kontroly cyklicky namáhané pružiny.

Pro určení skutečné míry bezpečnosti pro statické zatížení (56), je třeba nejprve určit napětí pružiny v plně zatíženém stavu (54) a mezní dovolené napětí v krutu (55).

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D_m}{\pi \cdot d_w^3} = \frac{8 \cdot 24,2 \cdot 7,2}{\pi \cdot 0,8^3} = 868,03 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$\tau_D = R_m \cdot R_s = 2230 \cdot 0,5 = 1115 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$\frac{\tau_D}{\tau_8} = \frac{1115}{868,03} = 1,285 > S_s \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (56)$$

Kontrola únosnosti cyklicky zatížené pružiny začíná výpočtem korekčního součinitele napětí v krutu podle Wahla (57), následuje výpočet napětí předepjaté pružiny (58), korigovaného napětí předepjaté pružiny (59), korigovaného napětí pružiny v plně zatíženém stavu (60), meze pevnosti materiálu ve smyku (61), mezní únavové pevnosti v krutu při neomezené životnosti (62) a únavové pevnosti v krutu při omezené životnosti (63). Rovnice (63) vychází z aproximace Wöhlerovy křivky pro oblast časové meze únavy [17].

$$K_f = \frac{4i-1}{4i-4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 9 - 1}{4 \cdot 9 - 4} + \frac{0,615}{9} = 1,1621 \quad (57)$$

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D_m}{\pi \cdot d_w^3} = \frac{8 \cdot 22,7 \cdot 7,2}{\pi \cdot 0,8^3} = 813,96 \text{ MPa} \quad (58)$$

$$\tau_{1c} = \tau_1 \cdot K_f = 813,96 \cdot 1,1621 = 945,89 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\tau_{8c} = \tau_8 \cdot K_f = 868,03 \cdot 1,1621 = 1008,72 \text{ MPa} \quad (60)$$

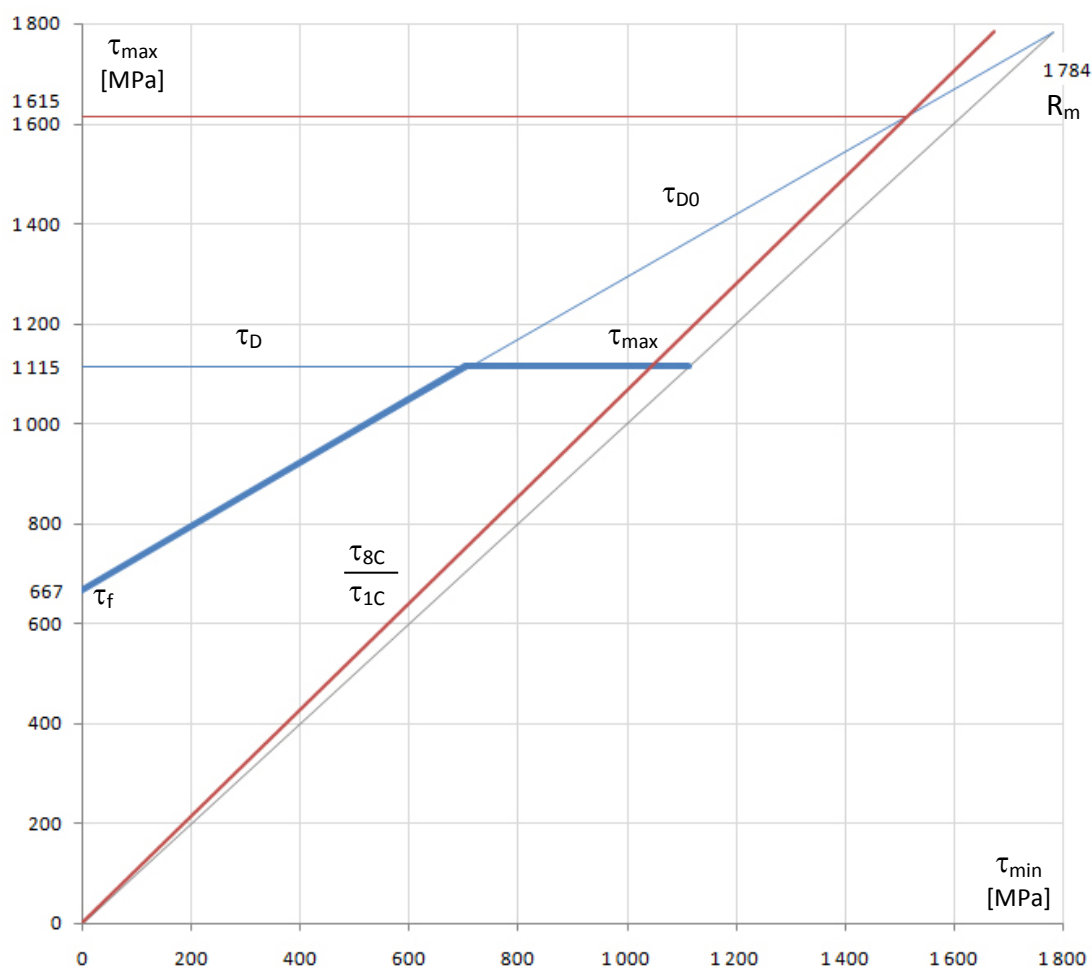
$$R_{ms} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 2230 = 1784 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$\tau_c = R_m \cdot R_f = 2230 \cdot 0,29 = 646 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\tau_f = 2 \cdot N^B \cdot 10^C; B = \frac{\log \frac{0,48 \cdot R_m}{\tau_C}}{-3,5}; C = \log \frac{(0,48 \cdot R_m)^2}{\tau_C} \quad (63)$$

$$\tau_f = 2 \cdot 3000000 \frac{\log \frac{0,48 \cdot 2230}{646}}{-3,5} \cdot 10^{\log \frac{(0,48 \cdot 2230)^2}{646}} = 667 \text{ MPa}$$

Únavová pevnost pro daný průběh zatížení (65) lze vyhledat v příslušném Smithově únavovém diagramu (obr. 23) [18] podle určitého průměru drátu, materiálu, požadované životnosti a zatížení pružiny. Lze také použít menší hodnotu z aproximací křivek τ_{D0} (64) a τ_D .



Obr. 23: Smithův únavový diagram

$$\tau_{D0} = \frac{\tau_f}{1 - \frac{R_{ms} - \tau_f}{R_{ms}} \frac{\tau_{1C}}{\tau_{8C}}} = \frac{667}{1 - \frac{1784 - 667}{1784} \frac{945,89}{1008,72}} = 1615 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\tau_{max} = \text{menší z } \tau_D \text{ a } \tau_{D0} = 1115 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_{8C}} = \frac{1115}{1008,72} = 1,105 > S_f \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (66)$$

Rovnice (66) dokazuje, že použitá pružina vydrží dané cyklické namáhání. Je ovšem potřeba vyvarovat se kritické rychlosti pružiny (69) a vlastní frekvenci pružiny (70), aby nedošlo k rezonanci a nárazům jednotlivých závitů o sebe.

$$F_9 = c \cdot (L_0 - L_9) = 1,01 \cdot (40 - 11,2) = 29,09 \text{ N} \quad (67)$$

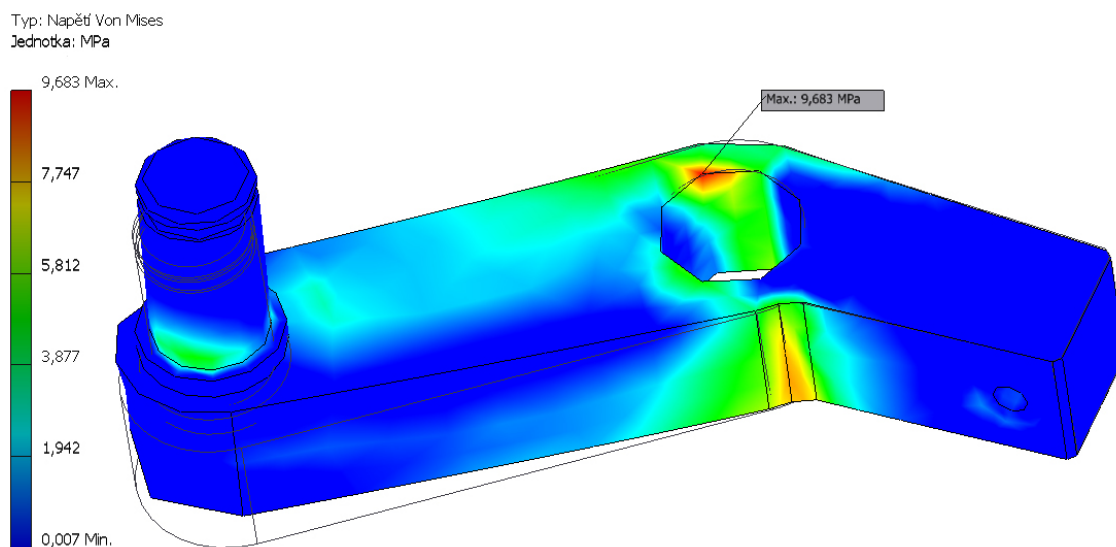
$$\tau_9 = \frac{8 \cdot F_9 \cdot D_m}{\pi \cdot d_w^3} = \frac{8 \cdot 29,09 \cdot 7,2}{\pi \cdot 0,8^3} = 1041,74 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$v_k = \frac{\tau_9 - \tau_8}{\sqrt{2 \cdot G \cdot \rho}} \cdot 10^3 = \frac{1041,74 - 868,03}{\sqrt{2 \cdot 81000 \cdot 7850}} \cdot 10^3 = 4,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (69)$$

$$f_k = \frac{d_w}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D_m^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}} \cdot 10^6 = \frac{0,8}{2 \cdot \pi \cdot 11 \cdot 7,2^2} \cdot \sqrt{\frac{81000}{2 \cdot 7850}} \cdot 10^6 = 507,16 \text{ Hz} \quad (70)$$

7.3.3 Pevnostní analýza

Poslední kontrola funkčních dílů se týká hlavně pák držících lisovací kladky. Páky lisovacích kladek bočních vedení jsou méně masivní než páky dlouhého středového vedení, proto stačí ověřit pevnost právě bočních pák. Mez kluzu v tahu daného materiálu pák je $R_e = 207 \text{ MPa}$.

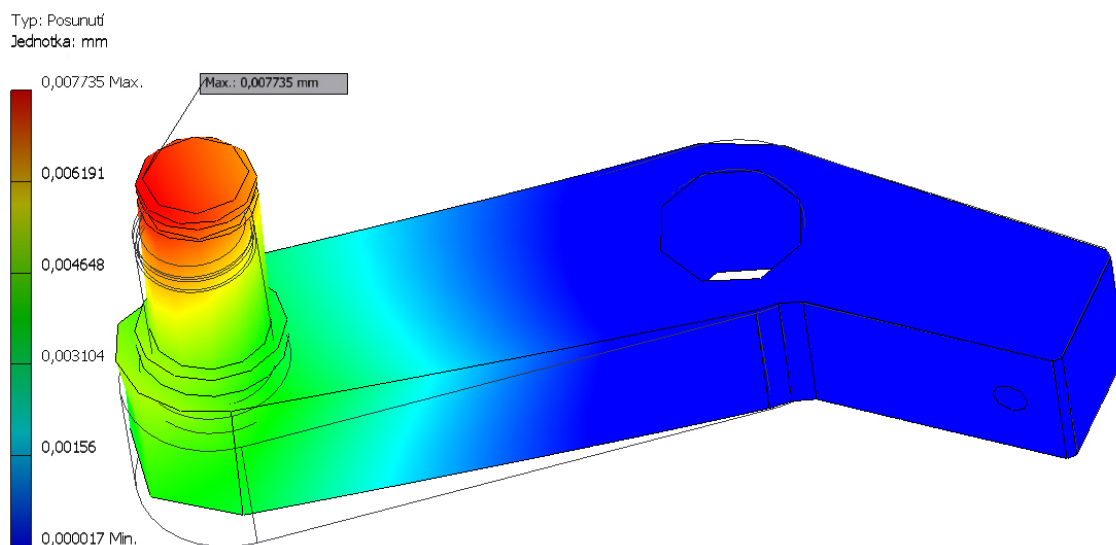


Obr. 24: Průběh ekvivalentního napětí Von Mises

Na obr. 24 je náhled na průběh ekvivalentního napětí součásti z programu Autodesk Inventor Professional 2011, s maximální hodnotou 9,68 MPa. Tato hodnota je podstatně menší než hodnota meze kluzu v tahu (71), porušení součásti tudíž nehrozí.

$$9,68 \text{ MPa} \ll R_e = 207 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (71)$$

Zobrazená dislokace deformace je pouze pro orientaci. Maximální posunutí (viz obr. 25) je pouze necelých 0,008 mm.



Obr. 25: Průběh posunu (deformace) součásti

7.4 Návrh bezpečnostních komponent















Směrnice EU o strojních zařízeních stanovuje, že strojní zařízení nesmí představovat nebezpečí pro osoby pracující v průmyslové oblasti (je třeba provádět posuzování rizik v souladu s normou EN ISO 12100).

Je-li bezpečnost závislá na řídicích systémech, musí být tyto systémy navrženy tak, aby byla zajištěna přijatelně nízká pravděpodobnost funkčních chyb. Pokud to není možné, nesmějí mít žádné nastalé chyby za následek ztrátu bezpečnostní funkce. Aby bylo tomuto požadavku možno vyhovět, je vhodné používat harmonizované normy, které byly vypracovány na základě nařízení Evropské komise, a které jsou zveřejňovány v Úředním věstníku Evropských společenství (předpoklad shody) [19].

Evropské normy pro bezpečnost strojních zařízení mají následující strukturu: Normy typu A (základní bezpečnostní normy) stanovují základní pravidla, konstrukční principy, terminologii a obecné faktory, které se vztahují na veškerá strojní zařízení. Normy typu B (obecné bezpečnostní normy) řeší bezpečnost z určitého hlediska nebo se zabývají jedním bezpečnostním prvkem, který lze použít v rámci širokého rozsahu strojních zařízení. Normy typu B1 řeší konkrétní bezpečnostní faktory (např. bezpečné vzdálenosti, teplotu povrchu, hluk), zatímco normy typu B2 řeší konkrétní bezpečnostní prvky (např. obouruční ovládací zařízení, blokovací zařízení, kryty). Normy typu C (bezpečnostní normy strojních zařízení) se zabývají podrobnými bezpečnostními požadavky na konkrétní stroj nebo skupinu strojů.

Vzhledem k tomu, že pro tento typ zařízení není k dispozici technická norma typu C, která by upřednostňovala základní požadavky příslušných technických předpisů, byly brány v potaz během kompletace strojního zařízení ustanovení a požadavky všeobecných norem typu A a typu B.

Níže je uveden seznam použitých norem pro konstrukci tohoto zařízení:

	ČSN EN 349	:2008	viz [9]
	ČSN EN ISO 4414	:2011	viz [13]
	ČSN EN ISO 12100	:2011	viz [20]
	ČSN EN 1005-4	:2009	viz [21]
	ČSN EN ISO 13849-1	:2008	viz [22]
	ČSN EN 60204-1	:2007	viz [25]
	ČSN EN ISO 13850	:2008	viz [26]
	ČSN EN 1037	:2008	viz [27]
	ČSN EN ISO 13855	:2010	viz [28]
	ČSN EN 547-2	:2009	viz [29]
	ČSN EN 547-3	:2009	viz [30]
	ČSN EN ISO 14738	:2009	viz [31]
	ČSN EN 953	:2009	viz [32]
	ČSN EN ISO 13857	:2008	viz [33]

7.4.1 Posouzení rizik

V návaznosti na výše zmíněnou normu ČSN EN ISO 12100 [20] je provedena identifikace nebezpečí spojených s manipulací a obsluhou se zařízením. Následně je proveden odhad a vyhodnocení rizik dle obr. 26. Ergonomická rizika jsou zpracovány metodou RULA, kterou lze použít jako náhradu za ČSN EN 1005-4 [21].

Závažnost škody na zdraví	Četnost a doba trvání nebezpečných situací	Možnost vyvarování se nebo omezení škody	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události			
smrt	často	sotva možné	8	9	10	
		za určitých podmínek možné	7	8	9	
	občas	sotva možné	6	7	8	
		za určitých podmínek možné	5	6	7	
	těžká	často	sotva možné	4	5	6
			za určitých podmínek možné	3	4	5
občas		sotva možné	2	3	4	
		za určitých podmínek možné	1	2	3	
lehká		sotva možné	0	1	2	
		za určitých podmínek možné	0	0	1	
			Nepravděpodobný	Možný	Pravděpodobný	

Obr. 26: Matice pro odhad rizika grafickou metodou

Označení nebezpečí: I.

Druh nebezpečí: Mechanické

Zdroj nebezpečí: Nechráněné pohyblivé části stroje

Možné následky: Přeběh, stlačení, oddělení, vtažení nebo zachycení, naražení, stříh

Závažnost škody na zdraví: Těžká

Četnost a doba trvání nebezpečných situací: Často

Možnost vyvarování se nebo omezení škody: Za určitých podmínek možné

Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události: Pravděpodobný

Výsledné riziko: 5

Označení nebezpečí: II.

Druh nebezpečí: Mechanické

Zdroj nebezpečí: Části stroje s nebezpečným nebo hrubým povrchem

Možné následky: Tření nebo odření, naražení, pořezání

Závažnost škody na zdraví:	Lehká
Možnost vyvarování se nebo omezení škody:	Sotva možné
Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	Pravděpodobný

Výsledné riziko: 2

Označení nebezpečí: III.

Druh nebezpečí:	Mechanické
Zdroj nebezpečí:	Pohyblivost strojního zařízení (během přemísťování)
Možné následky:	Stlačení, naražení, pád

Závažnost škody na zdraví:	Těžká
Četnost a doba trvání nebezpečných situací:	Občas
Možnost vyvarování se nebo omezení škody:	Sotva možné
Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	Možný

Výsledné riziko: 3

Označení nebezpečí: IV.

Druh nebezpečí:	Záření
Zdroj nebezpečí:	Laserové záření
Možné následky:	Poškození zraku

Závažnost škody na zdraví:	Lehká
Možnost vyvarování se nebo omezení škody:	Sotva možný
Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události:	Možný

Výsledné riziko: 1

Označení nebezpečí: V.

Druh nebezpečí:	Ergonomické
Zdroj nebezpečí:	Opakující se pohyby
Možné následky:	Nepohodlí, únava, svalově kosterní poškození, stres

Hodnota rizika tohoto nebezpečí byla určena stejnou metodou, jako ergonomické hodnocení výchozí varianty, tedy metodou RULA. Vyplněný formulář pro tento případ je k dispozici v příloze IV.

Výsledné riziko: 3

7.4.2 Definování opatření potřebných ke snížení rizik

Výše odhadnutá rizika (s výjimkou nebezpečí označeného V.) v rozmezí 0 až 2 jsou přijatelná, 3 až 6 vyžadují nápravu a v rozmezí 7 až 10 vyžadují okamžitou nápravu. Postup výpočtu nebezpečí V. je znázorněn v příloze IV.

Definování opatření potřebných ke snížení rizik je v ČSN EN ISO 12100 rozděleno do tří možností, která se provádějí v následujícím hierarchickém sledu. Prvním krokem je vyloučení nebezpečí nebo omezení rizik prostřednictvím konstrukčních opatření. Druhým krokem, v případě, že první nepomůže riziko dostatečně snížit, je omezení rizik prostřednictvím technických ochranných zařízení a případných dodatečných ochranných opatření. Poslední možností zůstává omezení rizik zajištěním informovanosti uživatele o zbytkovém riziku.

K zabránění styku s pohyblivými částmi stroje se nelze vyvarovat konstrukčním opatřením, proto je třeba ke snížení rizika I přistoupit k ochrannému zařízení. Dle interních požadavků firmy Denso Manufacturing Czech s.r.o., je pro tento typ zařízení nezbytná instalace bezpečnostních optických závěsů a tlačítka nouzového zastavení stroje (tzv. TotalStop), obojí musí být zapojeno přes bezpečnostní relé nebo bezpečnostní terminál. Realizace takového systému musí postupovat dle normy ČSN EN ISO 13849-1 (nebo dle normy ČSN EN 62061) a musí splňovat požadavky normy ČSN EN ISO 13850.

Norma ČSN EN ISO 13849-1 [22] definuje úroveň bezpečnosti jako úroveň vlastností, *PL (Performance Level)* a stanovuje pět stupňů označovaných písmeny „a“ až „e“. Tato norma bere v potaz nejen strukturu zapojení jednotlivých komponent, ale i jejich spolehlivost, schopnost odolávat poruchám a také schopnost celého systému detekovat případné poruchy [23].

7.4.3 Stanovení požadované výkonové úrovně

Závažnost zranění - S_2 - vážné (obvykle zranění s nevratnými následky), četnost nebo doba trvání vystavení nebezpečí - F_2 - často až nepřetržitě nebo s dlouhou dobou trvání vystavení, možnosti vyhnout se nebezpečí nebo omezení újmy - P_1 - možné za určitých podmínek.

Požadovaná výkonová úroveň odpovídá dle ČSN EN ISO 13849-1 stupni PL_r d, což odpovídá systému s vysokou mírou přispění ke snížení rizika.

7.4.4 Stanovení dosažené výkonové úrovně bezpečnostního systému

Při znalosti požadované výkonové úrovně je možné navrhnout bezpečnostní funkci, která je založena na několika parametrech:

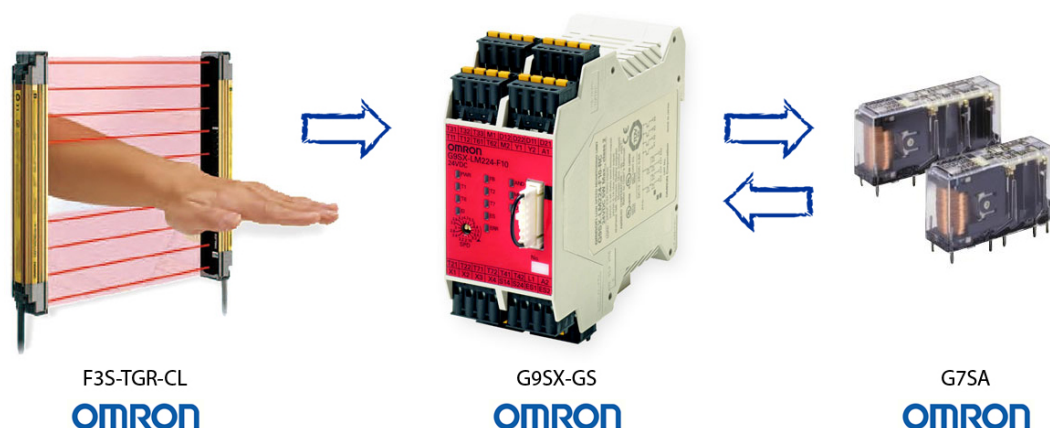
- 🔧 Hardwarová struktura rozčleněná do kategorií (B, 1, 2, 3, 4)
- 🔧 Údaje o spolehlivosti systému nebo jeho komponent ($MTTF_d$)
- 🔧 Spolehlivost systému, diagnostické pokrytí (DC_{avg})

Pro dosažení výkonové úrovně PL_r d je třeba použití hardwaru kategorie 3 nebo 4, s dlouhou střední dobou do nebezpečné poruchy ($30 \text{ let} \leq MTTF_d$) a nízkým ($60\% \leq DC < 90\%$) nebo středním ($90\% \leq DC < 99\%$) diagnostickým pokrytím v případě hardwaru kategorie 3 a vysokým diagnostickým pokrytím ($99\% \leq DC$) pro hardware kategorie 4.

Hlavní rozdíl mezi kategorií 3 a 4 je v detekci poruch. Dojde-li u kategorie 3 k výskytu jedné poruchy, musí být vždy detekována bezpečnostní funkce. Budou detekovány některé, avšak ne všechny poruchy. Nahromadění nedetekovaných poruch může vést ke ztrátě bezpečnostní funkce. Pokud se vyskytne porucha u kategorie 4, musí být vždy vykonána bezpečnostní funkce. Poruchy budou detekovány včas tak, aby systém mohl zabránit ztrátě bezpečnostní funkce [24].

S ohledem na seznam schválených komponent [5] pro konstrukci zařízení a osobní zkušenost, jsem se rozhodl pro bezpečnostní komponenty firmy Omron. Funkci bezpečnostních relé zastává flexibilní bezpečnostní jednotka G9SX, konkrétně základní jednotka pro připojení stop tlačítka G9SX-BC a ochranná spínací jednotka pro připojení optických závěsů G9SX-GS. Tyto moduly lze propojit pomocí funkce logického AND, umožňující implementaci globálního nebo částečného zastavení stroje. Bezpečnostní optická záclona, zastupující funkci *AOPD* (*Active Opto-electronic Protective Device*), je od stejné firmy a nese označení F3S-TGR-CL. Tato záclona je použitelná jak pro ochranu celého těla, tak pro ochranu rukou i prstů. Pro tento případ stačí rozlišení 20 až 35 mm, které odpovídá požadavkům na ochranu rukou. Výstup systému zajišťují relé s nuceně vedenými kontakty řady G7SA.

Funkce nouzového zastavení je vzhledem ke konstrukci zařízení a ČSN EN 60204-1 dostačující v kategorii 0: zastavení okamžitým odpojením přívodu energie do ovládacích částí stroje (tj. neřízené zastavení) [25], [26]. Tato funkce zároveň zamezuje neočekávanému spuštění současným odpojením tlakového vzduchu pomocí bezpečnostního ventilu od firmy SMC EAV3000 a zvukovou i vizuální signalizací firmy OMRON LU5 [27].



Obr. 27: Navržená struktura systému splňující $PL_r = d$

Bezpečnostní reléová jednotka G9SX-GS představuje dvoukanálový systém používající vzájemnou kontrolu. Všechny komponenty navrženého bezpečnostního systému z obr. 27 jsou tedy schopny splnit požadavky na zařazení do kategorie 3 nebo 4 dle ČSN EN ISO 13849-1.

Pro navrženou strukturu systému jsou známy následující hodnoty, použité pro výpočet střední doby do nebezpečného selhání celého systému (74) a celkového diagnostického pokrytí systému (75):

MTTF _{d1} bezpečnostní optické záclony	450	let
DC ₁ bezpečnostní optické záclony	99	%
MTTF _{d2} bezpečnostního relé	100	let
DC ₂ bezpečnostního relé	99	%
B _{10d} relé s nuceně vedenými kontakty	400000	cyklů
DC ₃ relé s nuceně vedenými kontakty	99	%

Protože pro koncové relé s nuceně vedenými kontakty není hodnota MTTF_d k dispozici, je třeba ji dopočítat ze známé hodnoty B_{10d} (73). Rovnice (72) odhaduje počet cyklů rozepnutí nebo sepnutí relé za rok. Vychází z měsíčního hodinového fondu pro tři směny, odpovídajícímu 480 hodin a předpokládanému času jednoho cyklu 10 minut.

$$n_a = \frac{12 \cdot h_f \cdot 60}{t} = \frac{12 \cdot 480 \cdot 60}{10} = 34560 \text{ cyklů za rok} \quad (72)$$

$$MTTF_{d3} = \frac{B_{10d}}{0,1 \cdot n_a} = \frac{400000}{0,1 \cdot 34560} = 115,7 \text{ let} \quad (73)$$

$$MTTF_d = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{MTTF_{di}}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{1}{100} + \frac{1}{115,7}} = 34,9 \text{ let} \quad (74)$$

$$DC_{avg} = \frac{\sum_{i=1}^3 \frac{DC_i}{MTTF_{di}}}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{MTTF_{di}}} = \frac{\frac{0,99}{100} + \frac{0,99}{100} + \frac{0,99}{115,7}}{\frac{1}{100} + \frac{1}{100} + \frac{1}{115,7}} = 0,99 \% \quad (75)$$

Hodnota $MTTF_d$ (74) činí 34,9 let je považována za „vysokou“ podle normy ČSN EN ISO 13849-1 [22] a hodnota DC_{avg} (75) činí 0,99 je rovněž považována za „vysokou“. Celý systém v konečném důsledku splňuje požadavky na systém s výkonovou úrovní PL=e, což znamená, že jsou splněny všechny požadavky kladené na výkonovou úroveň bezpečnostního systému.

Schematické zapojení všech bezpečnostních komponent a senzoriky je znázorněno v příloze VI. V tab. 6 jsou rozepsány příkony jednotlivých elektrických komponent pro stanovení potřebného výkonu 24 V zdroje firmy Omron, řady S8VS. Dle celkové hodnoty příkonu z tab. 6 je zvolen zdroj S8VS-06024 s dostatečným výkonem 60 W.

Tab. 6: Příkon 24 V elektrických komponent

Výrobce	Typ	Počet	Příkon	Příkon celkem
Banner	STB VP6	1 x	1,80 W	1,80 W
Mitsubishi	FX2N-32	1 x	6,00 W	6,00 W
Omron	E3Z-T81A	2 x	0,90 W	1,80 W
Omron	F3S-TGR-CL	2 x	5,00 W	10,00 W
Omron	G7SA	6 x	0,36 W	2,16 W
Omron	G9SX-BC	1 x	3,00 W	3,00 W
Omron	G9SX-GS	1 x	5,00 W	5,00 W
Patlite	LU5	1 x	3,50 W	3,50 W
SMC	D-F7PL	8 x	0,24 W	1,92 W
SMC	D-M9PL	2 x	0,24 W	0,48 W
SMC	EAV3000	1 x	1,80 W	1,80 W
SMC	ISE30	1 x	1,70 W	1,70 W
SMC	SJ2000	6 x	0,55 W	3,30 W
SMC	SJ3000	2 x	0,40 W	0,80 W
Celkem				43,26 W

7.4.5 Umístění bezpečnostních senzorů

Aby bylo zajištěno, že se stroj zastaví dříve, než bude pracovník moci zasáhnout do nebezpečné zóny, musí být bezpečnostní senzory (bezpečnostní optická záclona) namontovány ve správné vzdálenosti. Bezpečnostní vzdálenost (76) je minimální bezpečná vzdálenost mezi bezpečnostním senzorem a místem prováděním pracovního úkonu. Výpočet vychází z požadavků evropské normy ČSN EN ISO 13855 a je platný pro bezpečnostní optické závory, které se používají v průmyslových prostředích. Doba potřebná k zastavení celého systému se skládá z doby odezvy bezpečnostního senzoru (13 ms), doby odezvy bezpečnostního rozhraní (15 ms + 10 ms) a maximální doby do zastavení stroje (10 ms), odpovídající době odezvy pneumatického ventilu [28]. Ze vzorce (76) je patrné, že použití rozlišení $d_s = 14$ mm rapidně sníží potřebnou bezpečnostní vzdálenost oproti jinak dostačujícímu rozlišení 35 mm. V rámci úspory prostoru je proto počítáno s nižší hodnotou 14 mm.

$$S = (2000 \cdot T) + 8 \cdot (d_s - 14) = (2000 \cdot 0,048) + 8 \cdot (14 - 14) = 96 \text{ mm} \quad (76)$$

Hodnota bezpečné vzdálenosti (76) vychází menší než minimální hodnota stanovená normou ČSN EN ISO 13855 pro směr přiblížení kolmý k rovině senzorů. Skutečná vzdálenost umístění bezpečnostních senzorů proto odpovídá stanovenému minimu $S = 100 \text{ mm}$.

Vzdálenost vysílače a přijímače bezpečnostních senzorů je dána normou ČSN EN 547-2, která určuje požadované rozměry pro přístupové otvory. Přístupový otvor pro obě paže má mít minimální šířku dle (77) [29]. Rovnice (77) se odkazuje na hodnotu $a_1(95)$, která odpovídá antropometrickému rozměru zvanému šířka loket-loket s percentilem 95 [30]. Tento údaj lze pro využití v Evropě vyčíst z normy antropometrických rozměrů ČSN EN 547-3, tabulce 1, jako $a_1 = 545 \text{ mm}$.

$$A = a_1(P95) = 545 \text{ mm} \quad (77)$$

Minimální délka bezpečnostních senzorů vychází z výšky nebezpečného prostoru (pracoviště) a požadované výšky zábrany (výšky horního okraje detekčního prostoru elektrického snímacího ochranného zařízení). Výšku pracoviště vymezuje evropská norma ČSN EN ISO 14738. Pracovní výška pro průměrné vizuální požadavky a střední přesnost může být buď nastavitelná v rozsahu 960 až 1225 mm, nebo pevná 1195 mm [31]. V obou případech je závislá na evropské ergonomické hodnotě h_4 , označované jako výška v lokti (78).

$$B = h_4(P95) = 1195 \text{ mm} \quad (78)$$

Výšku horního okraje detekčního prostoru elektrického snímacího ochranného zařízení lze nalézt opět v normě ČSN EN ISO 13855, v tomto případě jde o hodnotu $b = 1600 \text{ mm}$. Délka bezpečnostních senzorů musí být tedy minimálně (79).

$$b - B = 1600 - 1195 = 405 \text{ mm} \quad (79)$$

Použitá bezpečnostní záclona F3S-TGR-CL4B-014-450 disponuje detekční délkou 450 mm a pokryje tedy celou nebezpečnou oblast.

Zvolené bezpečnostní senzory zabraňují přístupu pouze z jednoho směru, proto je třeba je doplnit pohyblivým ochranným krytem (s blokováním a jištěním nebo bez) nebo pevným ochranným krytem [32]. Tyto je třeba navrhnout v souladu s ČSN EN ISO 13857 [33].

Pro přehled kontrolních bodů konstrukčního návrhu byl sestaven formulář Design review [34], který je uveden v příloze VII.

8 Ekonomické zhodnocení

Hlavním ukazatelem pro ekonomické hodnocení inovace tohoto jednoúčelového zařízení je především prostá návratnost investice neboli prostá doba návratnosti (84). K výpočtu této veličiny je třeba znát ceny všech použitých konstrukčních dílů, které určují velikost vstupní investice, stejně jako veškeré měsíční náklady na provoz zařízení včetně nákladů na obsluhu zařízení.

Vhodným doplňkovým ukazatelem je index ziskovosti, který vyjadřuje relativní podíl přínosů (úspor) a celkových výdajů (investic) během celé doby životnosti zařízení [35].

8.1 Hodnota investice

Ceny nakupovaných dílů byly stanoveny na základě spolupráce s dodavatelskými firmami a jsou rozděleny do čtyř funkčních skupin podle jejich použití (viz tab. 7). Předposlední řádek tabulky představuje odhad ceny vyráběných dílů.

Tab. 7: Ceny nakupovaných a vyráběných dílů

Skupina nakupovaných dílů	Cena dílů
Pneumatické komponenty (mimo senzorů)	29 387,- Kč
Senzorika a logické obvody	15 870,- Kč
Bezpečnostní prvky	36 810,- Kč
Konstrukční díly	17 154,- Kč
Vyráběné díly	80 000,- Kč
Celkem	179 221,- Kč

8.2 Měsíční náklady před inovací

Provoz zařízení se předpokládá třísměnný, s měsíčním hodinovým fondem 480 hodin. Za jednu směnu je potřeba smontovat 2610 ks držáků (obou typů dohromady).

Průměrné měsíční náklady na jednoho operátora výroby činí 22 056,- Kč včetně odvodů na sociální a zdravotní pojištění, jde o tzv. superhrubou mzdu (dále jen SHM).

Jiné měsíční náklady než mzdové u původní konstrukce zařízení nejsou. Celkové měsíční náklady tedy odpovídají (80)

$$2 \text{ operátoři} \cdot SHM \cdot 3 \text{ směny} = 2 \cdot 22056 \cdot 3 = 132336 \text{ Kč} \quad (80)$$

8.3 Měsíční náklady po inovaci

Mzdové náklady se inovací sníží na polovinu (81), ale přibudou náklady na elektrickou energii (83) a na výrobu tlakového vzduchu pro pohon pneumatických válců (82). Průměrná cena elektrické energie byla v roce 2012 2,34 Kč za 1 kWh. Průměrná cena tlakového vzduchu v tomtéž období byla cca 0,40 Kč za 1 m_n³.

$$1 \text{ operátor} \cdot SHM \cdot 3 \text{ směny} = 1 \cdot 22056 \cdot 3 = 66168 \text{ Kč} \quad (81)$$

Průměrná spotřeba tlakového vzduchu je dána rovnicí (42) a vychází Q=20,16 l_n·min⁻¹. Účinnost elektrického zdroje 24 V je dle výrobce minimálně 78%. Pokud by tento 60 W zdroj běžel na plno, byl by jeho příkon cca 77 W.

$$NTV = \frac{480 \cdot 60 \cdot Q}{1000} \cdot 0,40 = \frac{480 \cdot 60 \cdot 20,16}{1000} \cdot 0,40 = 232,20 \text{ Kč} \quad (82)$$

$$NEE = \frac{77 \cdot 480}{1000} \cdot 2,34 = 86,50 \text{ Kč} \quad (83)$$

8.4 Prostá doba návratnosti

Prostou dobou návratnosti rozumíme počet měsíců, za které projekt vytvoří výnosy (úspory) ve výši investovaných nákladů projektu. Pokud jsou výnosy v jednotlivých letech konstantní, lze tuto dobu návratnosti stanovit jednoduchým podílem investičních nákladů a měsíčního výnosu (84) [35].

$$PDN = \frac{I}{3 \cdot SHM - NTV - NEE} = \frac{179221}{3 \cdot 22056 - 232,2 - 86,5} = 2,7 \text{ měsíce} \quad (84)$$

8.5 Index ziskovosti

Index ziskovosti, označovaný jako PI (Profitability Index) vyjadřuje poměr přínosů (úspor) k počátečním kapitálovým výdajům (investicím) (86). Pro výpočet indexu PI je třeba nejprve převést životnost zařízení z jednotlivých cyklů na roky (85) a stanovit diskontní úrokovou míru. Ta by měla pokrýt roční inflaci a zdražení energií, je proto zvolena r = 10%.

$$N_r = \frac{N}{\frac{60}{21} \cdot 60 \cdot 480 \cdot 12} = \frac{3000000}{\frac{60}{21} \cdot 60 \cdot 480 \cdot 12} = 3 \text{ roky} \quad (85)$$

$$PI = \frac{\sum_{t=0}^{N_r} \frac{CF}{(1+r)^t}}{I} = \frac{\frac{(3 \cdot SHM - NTV - NEE) \cdot 12}{1+r} + \frac{(3 \cdot SHM - NTV - NEE) \cdot 12}{(1+r)^2} + \frac{(3 \cdot SHM - NTV - NEE) \cdot 12}{(1+r)^3}}{I} = 10,96 \quad (86)$$

Investice do inovace jednoúčelového zařízení má velmi rychlou návratnost (v řádech měsíců) a vysoký index ziskovosti. Vzhledem k těmto výsledkům lze říci, že se jedná o dobrou investici s cílem ušetřit firmě více jak 60 tisíc korun měsíčně, krátce po implementaci.

9 Závěr

Z předchozích kapitol vyplývá, že návrh inovace jednoúčelového zařízení formou částečné automatizace je s ohledem na zadané cíle splněn.

Mezi základní požadavky na inovované zařízení patří například vysoká bezpečnost operátora, poloviční hodnota ergonomické zátěže vzhledem k původnímu zařízení, čas cyklu do 21 s/ks, životnost 3 miliony provozních cyklů, návratnost investice do 1 roku provozu a měsíční úspory minimálně 50 tisíc Kč.

Pro výběr nejvhodnější varianty bylo stanoveno 11 kritérií. Uvažovaná varianta byla, z původních čtyř navržených, vybrána jednou z mnoha metod vícekritériálního rozhodování. Konkrétně jde o kombinaci metody párového porovnávání (Fullerovy metody) a bodovací metody.

Výše uvedenou metodou byl zvolen k realizaci koncept č. 3 s nejvyšším váženým součtem o hodnotě 3,77 bodu. Tento koncept má vysoké hodnocení především u životnosti, rychlosti cyklu, bezpečnosti a obnově po havárii, což jsou čtyři nejvíce vážená kritéria výběru.

Zařízení je schopno pracovat poloautomaticky za přítomnosti pouze jednoho operátora v taktu linky 21 s na jeden pár výrobků. Samotný strojní čas zařízení vychází 3 sekundy na jeden cyklus. Podle stanoveného prostoru pro strojní čas (tab. 1), zbývá 5 sekund pro vyložení dílů na dopravník, což je dostatečné.

Veškeré funkční díly byly podrobeny analýze, zda vydrží dané zatížení a vyhoví požadavku na životnost zařízení 3 miliony cyklů. Všechny analyzované díly (pneumatické válce, lineární vedení, cyklicky namáhané tlačné pružiny a další) jsou vhodně dimenzovány a vydrží, při správném používání, po celou dobu životnosti zařízení. Přesto by bylo vhodné mít na skladě náhradních dílů alespoň tlačné válcové pružiny MISUMI WL8-40. Jejich výrobce totiž garantuje životnost pouze 1 milion cyklů.

V rámci bezpečnosti obsluhy jednoúčelového zařízení byla provedena analýza rizik dle normy ČSN EN ISO 12100:2011 [20] a přijata nápravná opatření ke snížení adekvátních rizik. Jako nejzávažnější nebezpečí bylo stanoveno riziko těžkého úrazu nechráněnými pohyblivými částmi zařízení, konkrétně lisovacími kladkami. Proto jsou pohyblivé části strojního zařízení provedeny tak, že je zabráněno vzniku nebezpečí a tam, kde nebezpečí trvá, je zařízení opatřeno bezpečnostním systémem, odpovídajícím normě ČSN EN ISO 13849-1:2008 [22].

Rizika spojená s ergonomií zařízení a pracovních pohybů byla kontrolována metodou RULA, která dává podrobnější výsledek než norma ČSN EN 1005-4+A1:2009 [21]. Dle této metody byla snížena hodnota ergonomického rizika z původních 6 bodů (viz příloha III) na současné 3 body (viz příloha IV). Což odpovídá snížení ergonomické zátěže na polovinu. Ke snížení došlo především z důvodu zmenšení pracovních sil požadovaných po operátorovi.

Předpokládá se, že strojní zařízení nebude používáno v prostředí s nebezpečím výbuchu a nejsou učiněna žádná zvláštní opatření k tomu, aby se nebezpečí výbuchu zabránilo.

Při návrhu strojního zařízení byly předpokládány následující vnější vlivy podle normy ČSN 332000-1 ed.2:2009 [36], které lze obecně považovat za normální:

M5	teplota okolního prostředí od +5°C do +40°C
AB5	prostory chráněné před atmosférickými vlivy s regulací teploty
AC1	nadmořská výška ≤ 2000 m
AD1	zanedbatelný výskyt vody
AE4	lehká prašnost
AF1	zanedbatelný výskyt korozivních a znečišťujících látek

Prostá doba návratnosti investice do konstrukce zařízení odpovídá 2,7 měsícům, za předpokladu stejné ceny energií jako v roce 2012 (0,40 Kč za 1 m_n³ tlakového vzduchu a 2,34 Kč za 1 kWh silové elektřiny). Tato doba návratnosti je podstatně kratší než 3letá životnost zařízení, což značí dobrou investici. Pro kompletní funkci zařízení je ovšem třeba ještě doplnit zařízení pro vyjímání dílů na dopravník směřující k další operaci. Ani při investici dalších cca 200 000,- Kč do tohoto zařízení s podobnou spotřebou vzduchu a elektrické energie nepřesáhne prostá doba návratnosti 1 rok.

Vzhledem k tomu, že firma Denso manufacturing Czech s.r.o. je rychle rostoucí společností s japonskými kořeny, nemusí mít operátoři nadále nepotřební pro toto zařízení strach ze ztráty zaměstnání. Firma ušetří za tři operátory (jednu pracovní pozici pro tři směny), které by jinak musela nově zaměstnat pro nové projekty. Naplní se tak i jedna ze zásad firmy Toyota, která říká „Rozvíjejte výjimečné lidi a týmy řídící se filosofií vaší firmy“ [37].

Z výše uvedeného vyplývá, že navržená inovace by byla pro firmu přínosem.

Použitá literatura

- [1] KOŠTURIÁK, Ján. *Inovace: Vaše konkurenční výhoda!*. Brno: Computer Press, 2008, 164 s. ISBN 978-80-251-1929-7.
- [2] DENSO MANUFACTURING CZECH s.r.o.: *Světový výrobce automobilových systémů a dílů* [online]. 2010 [cit. 2013-04-28]. Dostupné z: <http://www.denso.cz/>
- [3] *Schiessl: chlazení, klimatizace, autoklimatizace* [online]. 2008 [cit. 2013-02-24]. Dostupné z: <http://www.schiessl.cz>
- [4] *Ergonomics Plus: Health&Safety Blog* [online]. 2010 [cit. 2013-03-04]. Dostupné z: <http://www.ergo-plus.com/healthandsafetyblog/ergonomics/rula-assessment-tool-guide/>
- [5] DENSO MANUFACTURING CZECH S.R.O. *Interní dokumentace*. Liberec, 2012.
- [6] MAŠÍN, Ivan a Jaroslav MAŠÍN. *Analýza procesů*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 132 s. ISBN 978-80-7372-865-6.
- [7] *Product Lifecycle Management: Sborník vybraných přednášek projektu In-TECH 2 - část I*. Doc. Dr. Ing. Ivan Mašín. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 98s. ISBN 978-80-7372-861-8.
- [8] KORVINY, Petr. *Teoretické základy vícekritériálního hodnocení*. Opava, 2003. Dostupné z: http://korviny.cz/mca7/soubory/teorie_mca.pdf
- [9] ČSN EN 349+A1. *Bezpečnost strojních zařízení: Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla*. Praha: ČNI, 2008.
- [10] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008, 189 s. ISBN 978-80-7372-297-5.
- [11] *Bezpečnostní válec s mechanickým přenosem síly Řada MY3: Volba velikosti* [online]. SMC, 2010, s. 19 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://pdf.smc-cee.com/CZ/MY3x0.calc.pdf>
- [12] *Bezpečnostní válec s mechanickým přenosem síly Řada MY3: Technické údaje* [online]. SMC, 2010, s. 6 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://pdf.smc-cee.com/CZ/MY3x0.tech.pdf>
- [13] ČSN EN ISO 4414. *Pneumatika: Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na pneumatické systémy a jejich součásti*. Praha: ÚNMZ, 2010.

- [14] *Válec podle norem ISO/CETOP Řada C85: Technické údaje* [online]. SMC, 2010, s. 5 [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://pdf.smc-cee.com/CZ/C85x0.tech.pdf>
- [15] MISUMI. *Mechanické součásti pro automatizaci montáže 2011-2012*. 2011, 2 sv. (2077, 1979 s.).
- [16] SMC INDUSTRIAL AUTOMATION. *SMC Training: Stlačený vzduch a jeho využití*. 2. vyd. Brno, 2007, 344 s.
- [17] ZAPLETAL, Josef. *Nízkocyklové a vysokocyklové únavové vlastnosti ADI*. Brno, 2011. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/4211>. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.
- [18] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 3., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008, 2 sv. (191, 201 s.). ISBN 978-80-7372-320-02.
- [19] OMRON. *Průvodce bezpečností strojních zařízení: Vytváříme bezpečný průmyslový svět!*. 4. vyd. Praha, 2012.
- [20] ČSN EN ISO 12100. *Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci: Posouzení rizika a snižování rizika*. Praha: ÚNMZ, 2011.
- [21] ČSN EN 1005-4+A1. *Bezpečnost strojních zařízení: Fyzická výkonnost člověka - Část 4: Hodnocení pracovních poloh a pohybů ve vztahu ke strojnímu zařízení*. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [22] ČSN EN ISO 13849-1. *Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečnostní části ovládacích systémů: Část 1: Všeobecné zásady pro konstrukci*. Praha: ČNI, 2008.
- [23] *Automa: Časopis pro automatizační techniku*. Praha: FCC Public, 2010, roč. 2010, č. 1. ISSN 1210-9592. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/>
- [24] *SAFEBOOK 4: Bezpečnostní řídicí systémy pro strojní zařízení*. Praha: Rockwell Automation, 2011. SAFEbk-RM002B-CS-P. Dostupné z: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/rm/safebk-rm002_-cs-p.pdf
- [25] ČSN EN 60204-1+A1. *Bezpečnost strojních zařízení: Elektrická zařízení strojů - Část 1: Všeobecné požadavky*. ed. 2. Praha: ČNI, 2007.
- [26] ČSN EN ISO 13850. *Bezpečnost strojních zařízení: Zásady pro konstrukci*. Praha: ČNI, 2008.

- [27] ČSN EN 1037+A1. *Bezpečnost strojních zařízení: Zamezení neočekávanému spuštění*. Praha: ČNI, 2008.
- [28] ČSN EN ISO 13855. *Bezpečnost strojních zařízení: Umístění ochranných zařízení s ohledem na rychlosti přiblížení částí lidského těla*. Praha: ÚNMZ, 2010.
- [29] ČSN EN 547-2. *Bezpečnost strojních zařízení: Tělesné rozměry - Část 2: Zásady stanovení rozměrů požadovaných pro přístupové otvory*. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [30] ČSN EN 547-3. *Bezpečnost strojních zařízení: Tělesné rozměry - Část 3: Antropometrické údaje*. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [31] ČSN EN ISO 14738. *Bezpečnost strojních zařízení: Antropometrické požadavky na uspořádání pracovního místa u strojního zařízení*. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [32] ČSN EN 953+A1. *Bezpečnost strojních zařízení: Ochranné kryty - Všeobecné požadavky pro konstrukci a výrobu pevných a pohyblivých ochranných krytů*. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [33] ČSN EN ISO 13857. *Bezpečnost strojních zařízení: Bezpečné vzdálenosti k zamezení dosahu k nebezpečným místům horními a dolními končetinami*. Praha: ČNI, 2008.
- [34] MAŠÍN, Ivan. *Inovační inženýrství: Plánování a návrh inovovaného výrobku*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012, 178 s. ISBN 978-80-7372-852-6.
- [35] VAHALOVÁ, Terezie. *Doba návratnosti investice do energetických úprav*. Brno, 2012. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/8518/9361.pdf?sequence=2>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Krejza.
- [36] ČSN 332000-1 ed.2. *Elektrické instalace nízkého napětí: Část 1: Základní hlediska, stanovení základních charakteristik, definice*. Praha: ČNI, 2009.
- [37] LIKER, Jeffrey K. *Tak to dělá Toyota: 14 zásad řízení největšího světového výrobce*. Praha: Management Press, 2007, 390 s. ISBN 978-80-7261-173-7.

Seznam obrázků

Obr. 1:	Průřez pryžovým těsněním
Obr. 2:	Plastové držáky kondenzátoru se zobrazením ploch k lisování těsnění
Obr. 3:	Schéma chladicího okruhu
Obr. 4:	Původní konstrukce zařízení
Obr. 5:	Poškození některých dílů původní konstrukce
Obr. 6:	Poškození některých dílů původní konstrukce
Obr. 7:	Poškození některých dílů původní konstrukce
Obr. 8:	Výchozí stav
Obr. 9:	Budoucí stav
Obr. 10:	Maximální mezera
Obr. 11:	Harmonogram zpracování inovačního řešení (Ganttův diagram)
Obr. 12:	Skica konceptu č.1 - pohled ve směru lineárních pohonů
Obr. 13:	Nahrazení dvou laterálních vedení jedním horizontálním
Obr. 14:	Skica konceptu č.2 - pohled ve směru lineárních pohonů
Obr. 15:	Skica konceptu č.3 - pohled ve směru lineárních pohonů
Obr. 16:	Skica konceptu č.4 - pohled ve směru lineárních pohonů
Obr. 17:	Průběh měření
Obr. 18:	Průběh měření
Obr. 19:	Průběh rychlosti a zrychlení válce MY3M25TF-600 v obou směrech
Obr. 20:	Průběh rychlosti a zrychlení válce CD85N12-200C-A
Obr. 21:	Průběh rychlosti a zrychlení válce CD85N12-200C-A
Obr. 22:	Průběh rychlosti a zrychlení válce CD85KN8-50S-A
Obr. 23:	Smithův únavový diagram
Obr. 24:	Průběh ekvivalentního napětí Von Mises
Obr. 25:	Průběh posunu (deformace) součásti
Obr. 26:	Matice pro odhad rizika grafickou metodou
Obr. 27:	Navržená struktura systému splňující $PL_r = d$

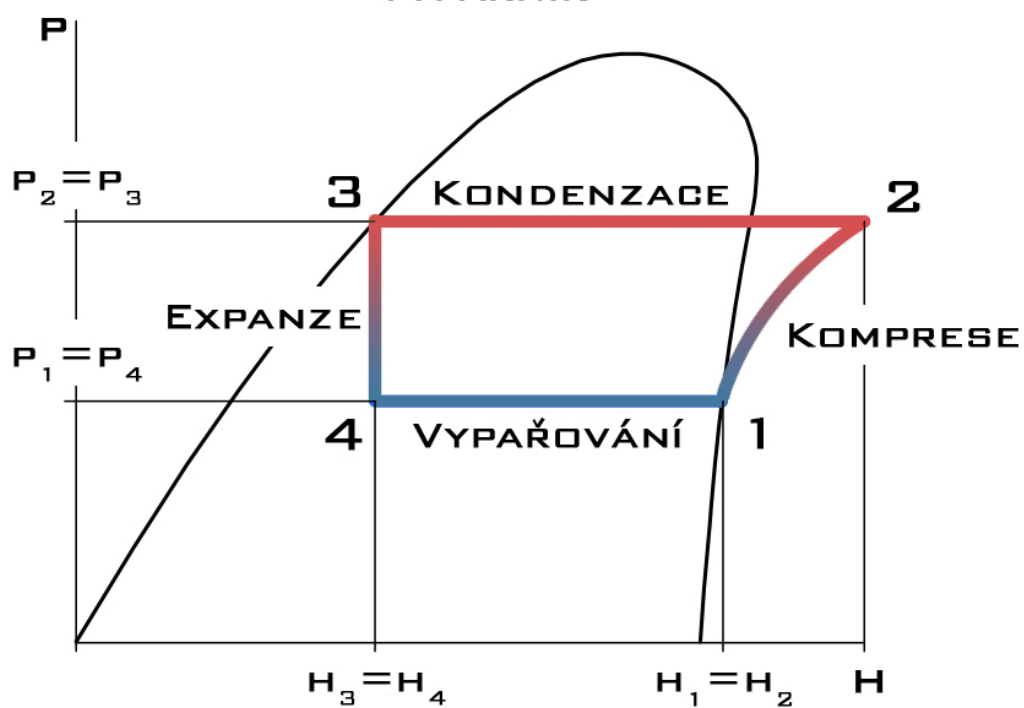
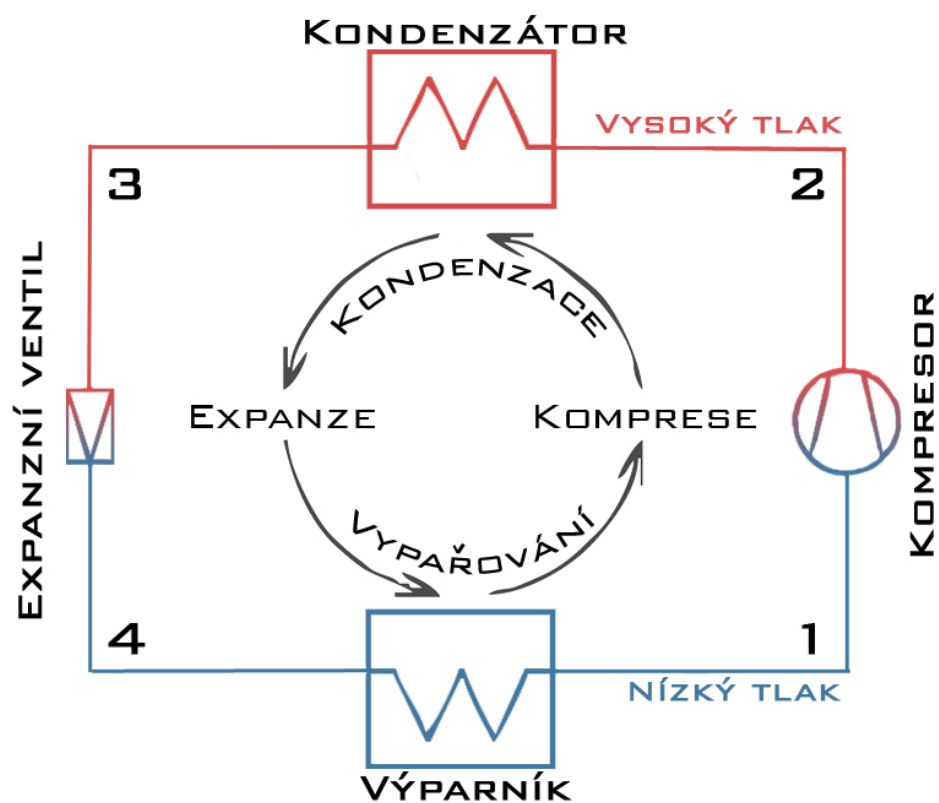
Seznam tabulek

Tab. 1:	Naměřené operační časy
Tab. 2:	Fullerův trojúhelník
Tab. 3:	Kritéria hodnocení konceptů včetně jednotlivých vah
Tab. 4:	Bodové ohodnocení jednotlivých konceptů
Tab. 5:	Naměřené síly potřebné k manipulaci s původním zařízením
Tab. 6:	Příkon 24 V elektrických komponent
Tab. 7:	Ceny nakupovaných a vyráběných dílů


































Seznam příloh

Příloha I:	Obrácený Carnotův cyklus
Příloha II:	Mikropohybová studie procesu (therbligy)
Příloha III:	Pracovní list ergonomické metody RULA (výchozí stav)
Příloha IV:	Pracovní list ergonomické metody RULA (stav po inovaci)
Příloha V:	Schéma pneumatického zapojení
Příloha VI:	Schéma zapojení elektrokomponent
Příloha VII:	Design Review konstrukce vybraného konceptu
Příloha VIII:	Pohled na zařízení
Příloha IX:	Výkresy sestav s kusovníkem

Příloha I



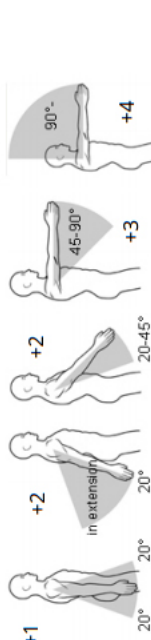
Příloha II

Pohyb levé ruky	LR	Oči	PR	Pohyb pravé ruky
				
Pro držák 1				Pro těsnění 1 i 2
Uchopit držák 1				Uchopit těsnění 1 i 2
Držet držák 1				Nasadit těsnění 1
Držet držák 1				Nasadit těsnění 2
Přemístit držák 1				
Založit držák 1				
				
Pro těsnění 1 i 2				Pro držák 2
Uchopit těsnění 1 i 2				Uchopit držák 2
Nasadit těsnění 1				Držet držák 2
Nasadit těsnění 2				Držet držák 2
				Přemístit držák 2
K tlačítku				Založit držák 2
Stisknout tlačítko				Zpět

Příloha III

A. Arm and Wrist Analysis

Step 1: Locate Upper Arm Position:



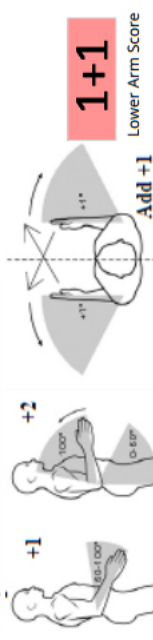
Step 1a: Adjust...

If shoulder is raised: +1

If upper arm is abducted: +1

If arm is supported or person is leaning: -1

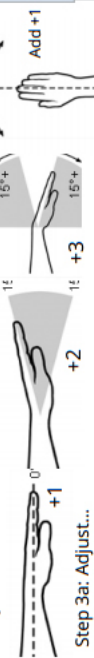
Step 2: Locate Lower Arm Position:



Step 2a: Adjust...

If either arm is working across midline or out to side of body: Add +1

Step 3: Locate Wrist Position:



Step 3a: Adjust...

If wrist is bent from midline: Add +1

Step 4: Wrist Twist:

If wrist is twisted in mid-range: +1

If wrist is at or near end of range: +2

Step 5: Look-up Posture Score in Table A:

Using values from steps 1-4 above, locate score in Table A

Step 6: Add Muscle Use Score

If posture mainly static (i.e. held > 10 minutes),

Or if action repeated occurs 4X per minute: +1

Step 7: Add Force/Load Score

If load < 4.4 lbs. (intermittent): +0

If load 4.4 to 22 lbs. (intermittent): +1

If load 4.4 to 22 lbs. (static or repeated): +2

If more than 22 lbs. or repeated or shocks: +3

Step 8: Find Row in Table C

Add values from steps 5-7 to obtain

Wrist and Arm Score. Find row in Table C.

Scores

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table B		Trunk Posture Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

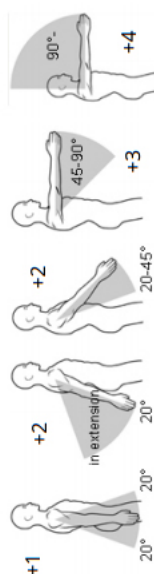
Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3	3	4
3	3	3	4	4	5
4	4	4	5	5	6
5	5	5	6	6	7
6	6	6	7	7	8
7	7	7	8	8	9
8	8	8	9	9	10
9	9	9	10	10	11

Table C		Neck, Trunk, Leg Score			
Neck	Trunk	Legs	Legs	Legs	Legs
1	1	1	2	2	3
2	2	2	3		

Příloha IV

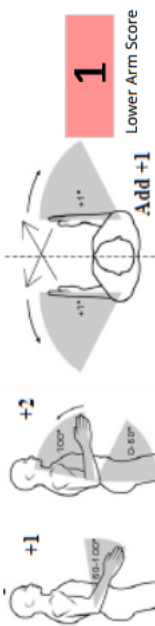
A. Arm and Wrist Analysis

Step 1: Locate Upper Arm Position:



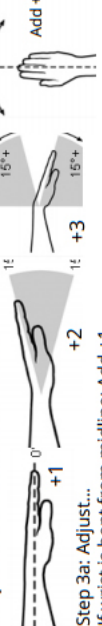
Step 1a: Adjust...
If shoulder is raised: +1
If upper arm is abducted: +1
If arm is supported or person is leaning: -1

Step 2: Locate Lower Arm Position:



Step 2a: Adjust...
If either arm is working across midline or out to side of body: Add +1

Step 3: Locate Wrist Position:



Step 3a: Adjust...
If wrist is bent from midline: Add +1

Step 4: Wrist Twist:

If wrist is twisted in mid-range: +1
If wrist is at or near end of range: +2

Step 5: Look-up Posture Score in Table A:

Using values from steps 1-4 above, locate score in Table A

Step 6: Add Muscle Use Score

If posture mainly static (i.e. held > 10 minutes), Or if action repeated occurs 4X per minute: +1

Step 7: Add Force/Load Score

If load < 4.4 lbs. (intermittent): +0
If load 4.4 to 22 lbs. (intermittent): +1
If load 4.4 to 22 lbs. (static or repeated): +2
If more than 22 lbs. or repeated or shocks: +3

Step 8: Find Row in Table C

Add values from steps 5-7 to obtain Wrist and Arm Score. Find row in Table C.

Scores

Table A		Wrist Score			
Upper Arm	Lower Arm	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist	Wrist Twist
1	1	1	2	3	4
2	2	2	2	2	3
3	3	3	3	3	4
4	4	4	4	4	5
5	5	5	5	5	6
6	6	6	6	6	7
7	7	7	7	7	8
8	8	8	8	8	9
9	9	9	9	9	9

Table C

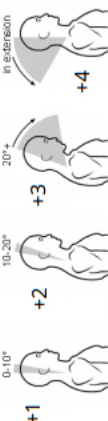
Neck, Trunk, Leg Score	1	2	3	4	5	6	7+
Wrist / Arm Score	1	2	3	4	5	6	7
1	1	2	3	4	5	6	7
2	2	3	4	5	6	7	8
3	3	4	5	6	7	8	9
4	4	5	6	7	8	9	9
5	5	6	7	8	9	9	9
6	6	7	8	9	9	9	9
7	7	8	9	9	9	9	9
8	8	9	9	9	9	9	9
9	9	9	9	9	9	9	9

Scoring: (final score from Table C)

1-2 = acceptable posture
3-4 = further investigation, change may be needed
5-6 = further investigation, change soon
7 = investigate and implement change

B. Neck, Trunk and Leg Analysis

Step 9: Locate Neck Position:



Step 9a: Adjust...
If neck is twisted: +1
If neck is side bending: +1

Step 10: Locate Trunk Position:



Step 10a: Adjust...
If trunk is twisted: +1
If trunk is side bending: +1

Step 11: Legs:

If legs and feet are supported: +1
If not: +2

Table B: Trunk Posture Score		1	2	3	4	5	6
Neck	Posture	1	2	1	2	1	2
1	1	1	2	3	4	5	6
2	2	2	3	4	5	6	7
3	3	3	4	5	6	7	8
4	4	4	5	6	7	8	9
5	5	5	6	7	8	9	9
6	6	6	7	8	9	9	9
7	7	7	8	9	9	9	9
8	8	8	9	9	9	9	9
9	9	9	9	9	9	9	9

Step 12: Look-up Posture Score in Table B:

Using values from steps 9-11 above, locate score in Table B

Step 13: Add Muscle Use Score

If posture mainly static (i.e. held > 10 minutes), Or if action repeated occurs 4X per minute: +1

Step 14: Add Force/Load Score

If load < 4.4 lbs. (intermittent): +0
If load 4.4 to 22 lbs. (intermittent): +1
If load 4.4 to 22 lbs. (static or repeated): +2
If more than 22 lbs. or repeated or shocks: +3

Step 15: Find Column in Table C

Add values from steps 12-14 to obtain Neck, Trunk and Leg Score. Find Column in Table C.

1
Neck Score

2
Trunk Score

1
Leg Score

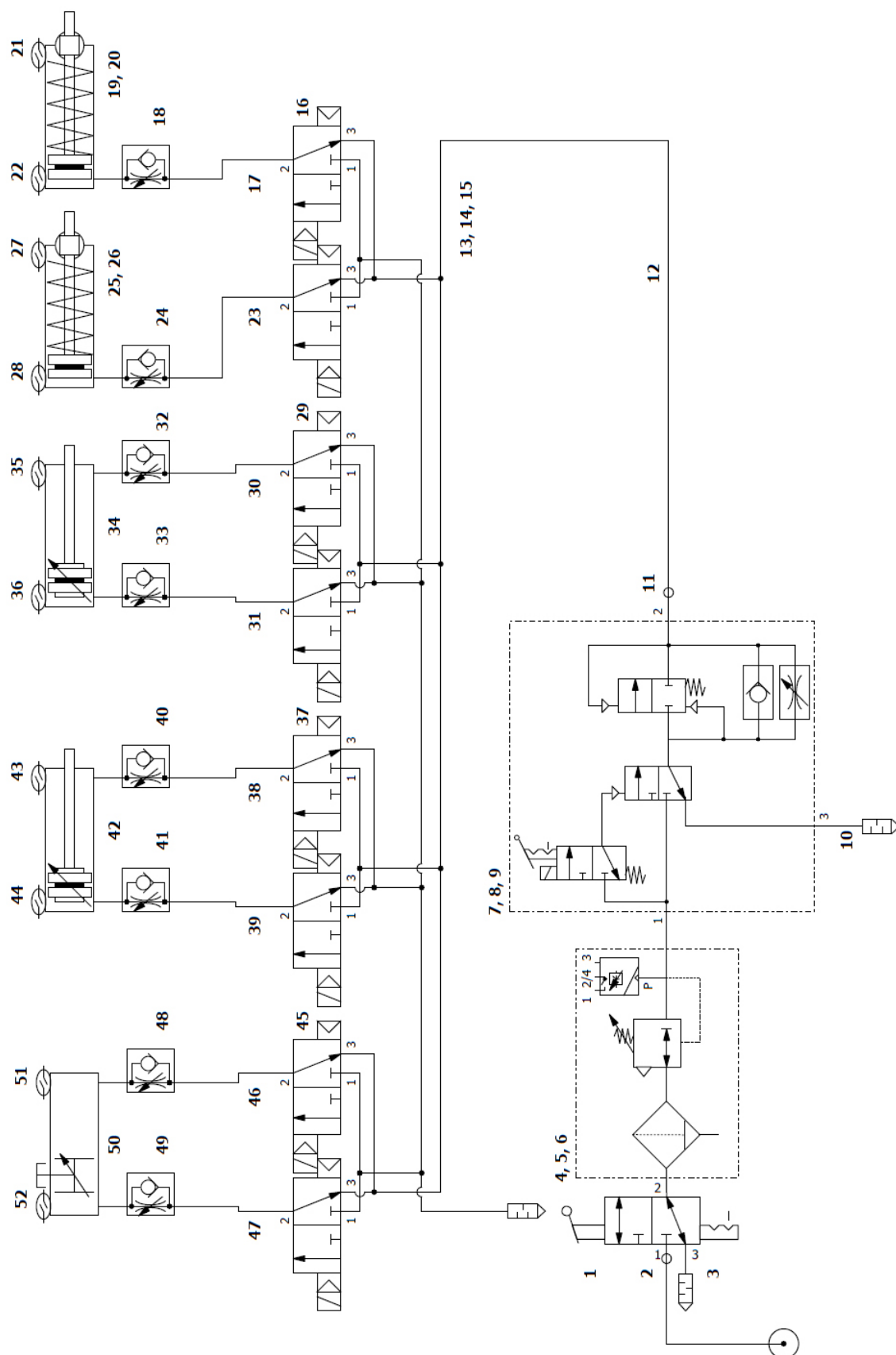
2
Posture B Score

1
Muscle Use Score

0
Force / Load Score

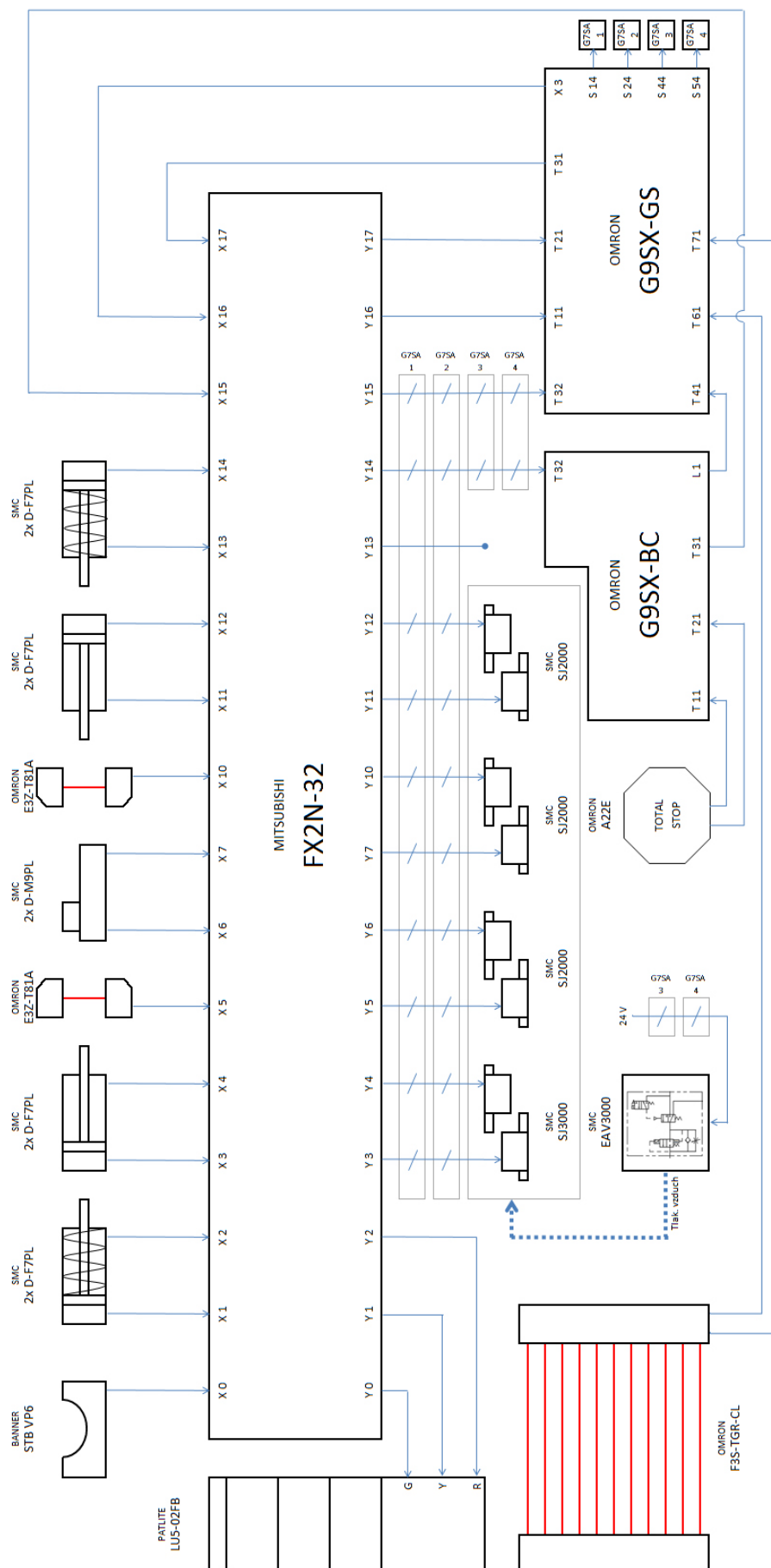
3
Neck, Trunk, Leg Score

Příloha V



Poz.	Název prvku	Objednací kód	
1	Ručně ovládaný 3/2 ventil, G3/8, uzamykatelný	VHS30-F03	1 ks
2	Nástrčná spojka přímá pr. 10mm, 3/8	KQ2H10-03S	1 ks
3	Tlumič hluku plastový 1/4	AN200-02	1 ks
4	Filtr/regulátor tlaku, s ručním odlučovačem, G3/8, 5 mikronů	AW30-F03H	1 ks
5	Mezikus s upevňovacím úhelníkem	Y300T	1 ks
6	Digitální tlakový sensor	ISE30A-01-F-L	1 ks
7	Dvoustupňový bezpečnostní ventil G 3/8, 24VDC	EAV3000-F03-5YO-Q	1 ks
8	Konektor DIN 43650B, transp., s LED, 24VDC	X32	1 ks
9	Mezikus s upevňovacím úhelníkem	Y300T	1 ks
10	Tlumič hluku plastový 3/8	AN300-03	1 ks
11	Nástrčná spojka přímá pr 8mm, 3/8	KQ2H08-03S	1 ks
12	Nylonová hadice, černá 8/6mm	T0806B-20	1 m
13	Blok napájení, vestavěný tlumič	SJ3000-50-1AS-C8	1 ks
14	Elektrické připojení, D-sub konektor	SJ3000-42-1A-1	1 ks
15	Koncová deska U-strana	SJ3000-53-1A	1 ks
16	2x3/2 ventil, NC	SJ2A60-5CU-C4	1 ks
17	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
18	Škrťací ventil horizontální, škrčení na vstupu, M5, 4mm	AS1211F-M5-04	1 ks
19	ISO válec, pístn. zaj. proti pootočení, pružinou zasunutý	CD85KN8-50S-A	1 ks
20	Vidlice DIN7175, pro válec pr.8, 10	GKM4-8	1 ks
21	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
22	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
23	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
24	Škrťací ventil horizontální, škrčení na vstupu, M5, 4mm	AS1211F-M5-04	1 ks
25	ISO válec, pístn. zaj. proti pootočení, pružinou zasunutý	CD85KN8-50S-A	1 ks
26	Vidlice DIN7175, pro válec pr.8, 10	GKM4-8	1 ks
27	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
28	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
29	2x3/2 ventil, NC	SJ2A60-5CU-C4	1 ks
30	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
31	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
32	Škrťací a zpětný ventil, M5, 4mm	AS1201F-M5-04	1 ks
33	Škrťací a zpětný ventil, M5, 4mm	AS1201F-M5-04	1 ks
34	ISO válec, s magn., nast. tlumení	CD85N12-200C-A	1 ks
35	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
36	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
37	2x3/2 ventil, NC	SJ2A60-5CU-C4	1 ks
38	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
39	Nylonová hadice, černá 4/2,5mm	T0425B-20	1 m
40	Škrťací a zpětný ventil, M5, 4mm	AS1201F-M5-04	1 ks
41	Škrťací a zpětný ventil, M5, 4mm	AS1201F-M5-04	1 ks
42	ISO válec, s magn., nast. tlumení	CD85N12-200C-A	1 ks
43	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
44	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-F7PL	1 ks
45	2x3/2 ventil, NC	SJ3A60-5CU-C6	1 ks
46	Nylonová hadice, černá 6/4mm	T0604B-20	1 m
47	Nylonová hadice, černá 6/4mm	T0604B-20	1 m
48	Škrťací a zpětný ventil, 1/8, 6mm	AS2201F-01-06S	1 ks
49	Škrťací a zpětný ventil, 1/8, 6mm	AS2201F-01-06S	1 ks
50	Bezpečnostní válec s mechanickým přenosem síly	MY3M25TF-600	1 ks
51	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-M9PL	1 ks
52	Snímač polohy, elektronický, PNP, 24V DC, s LED	D-M9PL	1 ks

Příloha VI

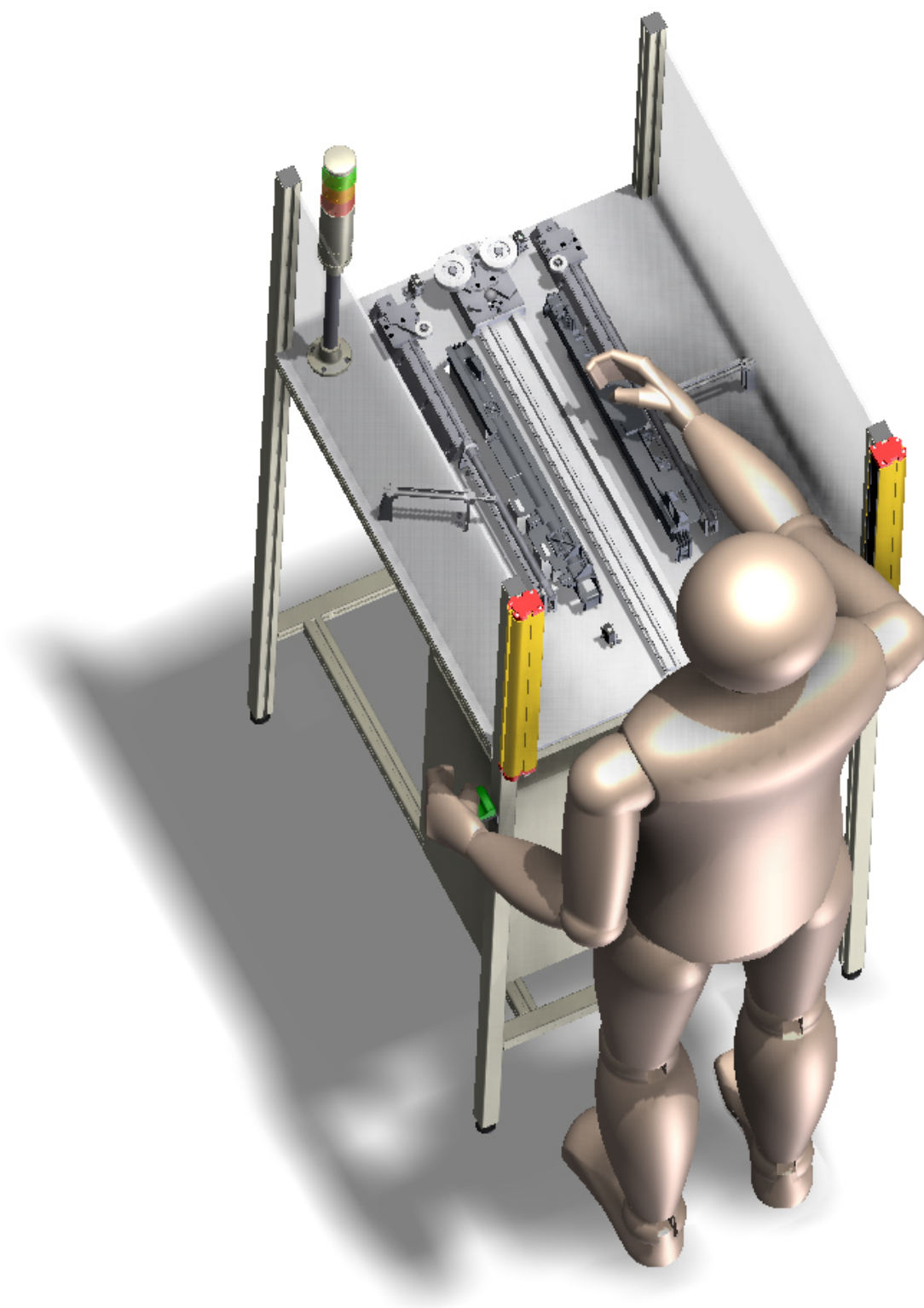


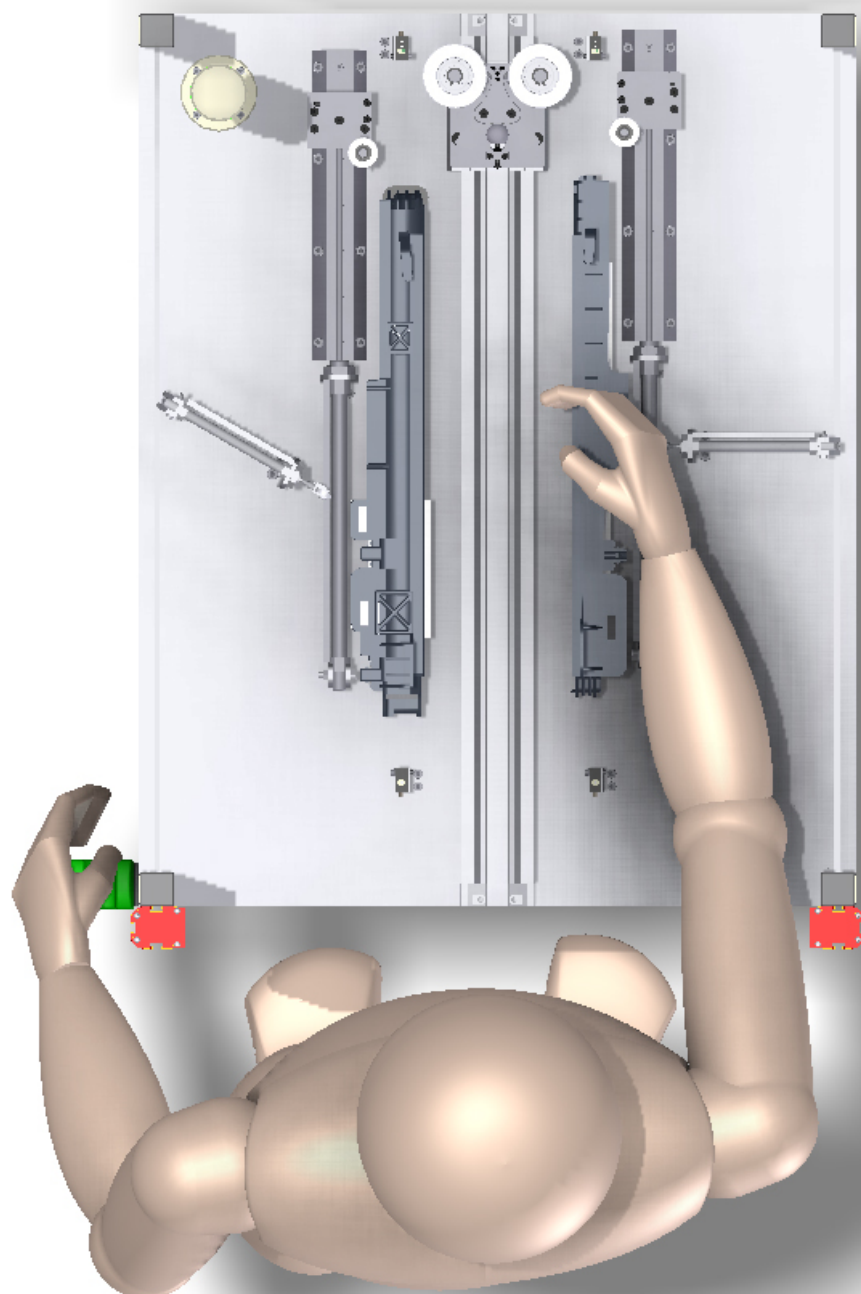
Příloha VII

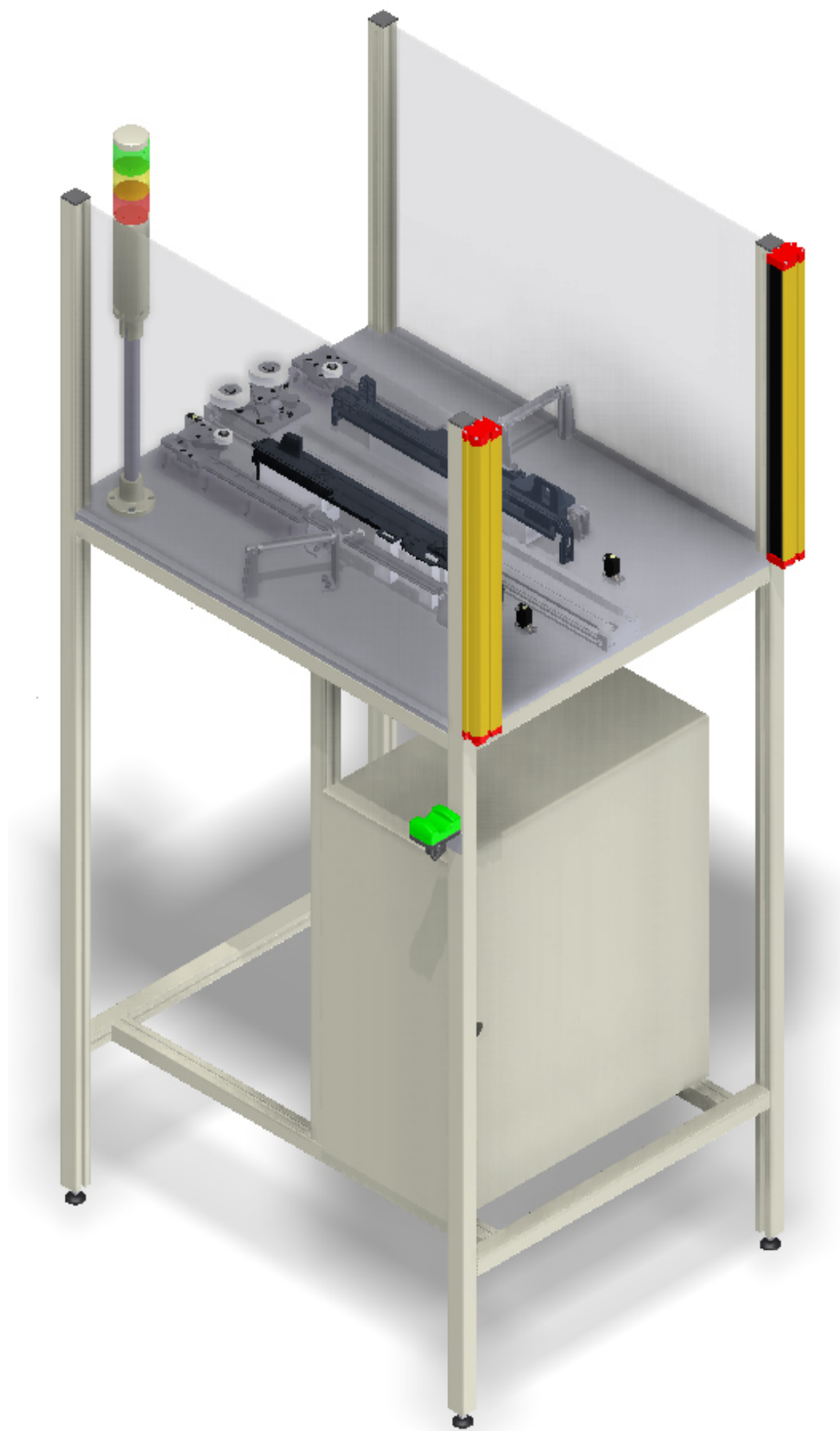
SDLC Fáze Projektu				DESIGN REVIEW
Analýza požadavků <input type="checkbox"/>	Design <input checked="" type="checkbox"/>	Implementace <input type="checkbox"/>	Testování <input type="checkbox"/>	Vyhodnocení <input type="checkbox"/>

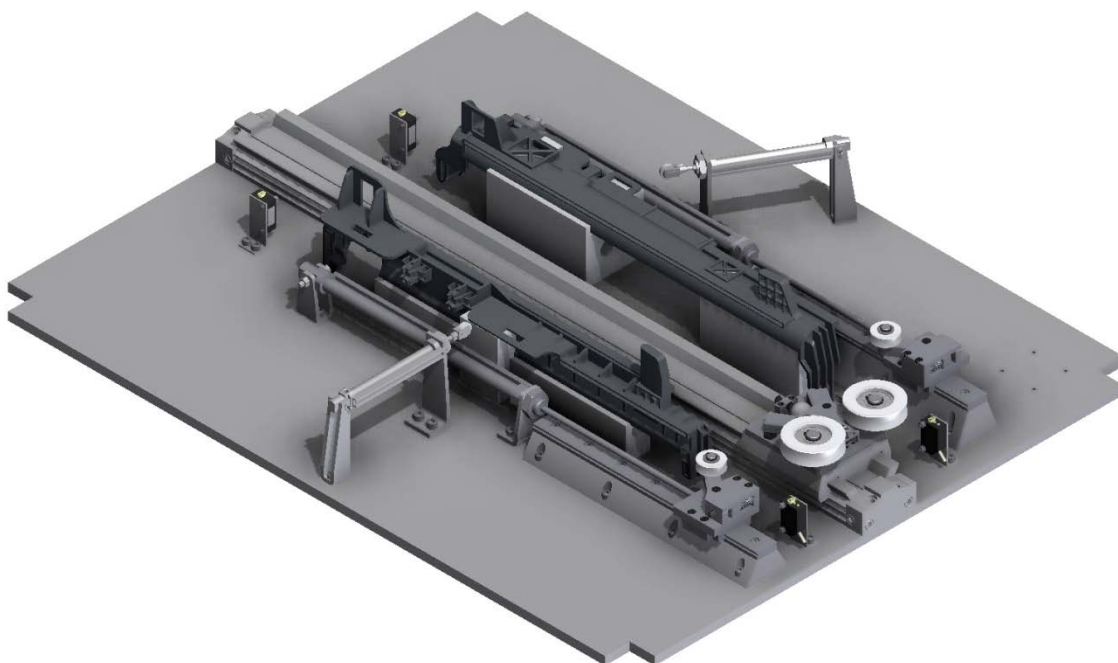
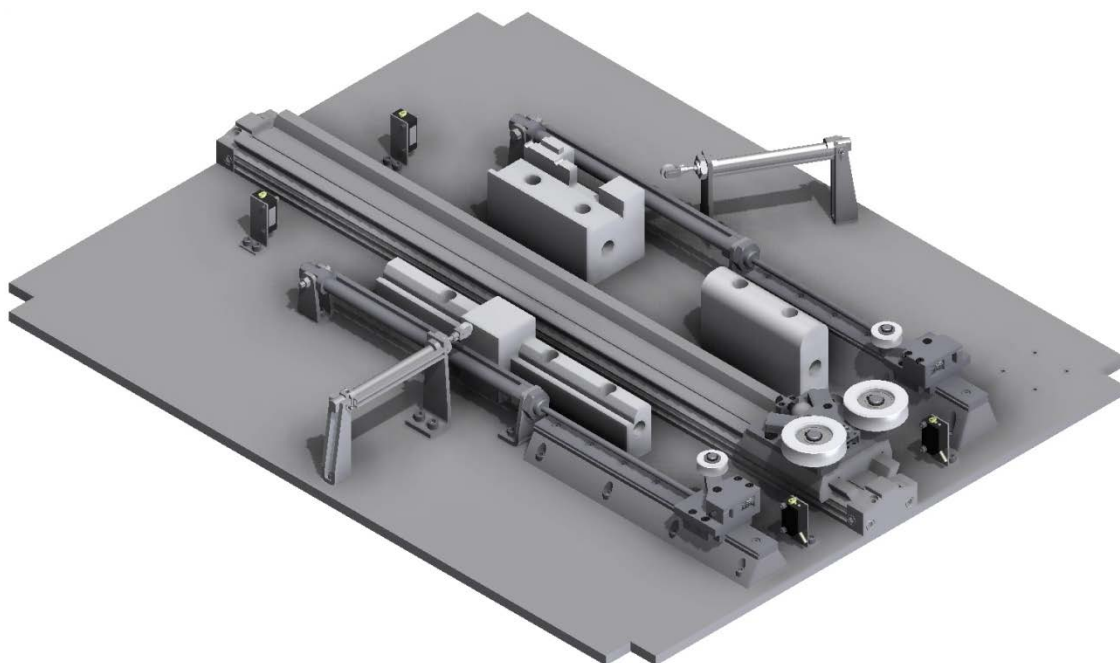
Požadavek	Zdroj	Shoda	Neshoda	Neposuzováno
1 Komponenty dle specifikace	Interní dokumentace DENSO	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2 Dodržet čas cyklu	Interní dokumentace DENSO	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3 Současné zalisování dvou typů		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4 Možnost rozšíření o vyjmutí dílů		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5 Návrh pneumatických pohonů	ČSN EN ISO 4414 Dokumentace výrobce	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6 Dokumentace pneumatického zapojení		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7 Životnost funkčních dílů		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8 Ergonomie dle norem	ČSN EN 614-1 ČSN EN 614-2 ČSN EN 547-1 ČSN EN 547-2 ČSN EN 547-3 ČSN EN 1005-4 ČSN EN ISO 14738	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9 Posouzení rizik dle norem	ČSN EN ISO 12100	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
10 Dokumentace bezpečnostního systému		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
11 Bezpečnostní prvky odpovídají normám	ČSN EN 60204-1 ČSN EN 1037 ČSN EN 953 ČSN EN ISO 13855 ČSN EN ISO 13850 ČSN EN 1088 ČSN EN 574	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
12 PLC program		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
13 Určení návratnosti investice		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Příloha VIII









Příloha IX

Následující stránky obsahují výkresovou dokumentaci základních sestav zařízení.